А.Е. Булкин

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Допущено Министерством образования и науки
Российской Федерации
в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся
по специальности «Газотурбинные, паротурбинные
установки и двигатели» направления подготовки
«Энергомашиностроение»

Рекомендовано Корпоративным энергетическим университетом
в качестве учебного пособия для системы подготовки,
переподготовки и повышения квалификации персонала
энергетических компаний, а также для вузов,
осуществляющих подготовку энергетиков



Издательский дом МЭИ
2016

УДК 621.165:681.5
ББК 31.363 + 32.965
Б 907

Р е ц е н з е н т ы : проф. М.И. Осипов (МГТУ им. Н.Э. Баумана);
член-корр. РАН, проф. Г.Г. Ольховский (ВТИ)

Булкин А.Е.

Б 907 Автоматическое регулирование энергоустановок [Электронный ресурс] : учебное пособие для вузов / А.Е. Булкин. — М.: Издательский дом МЭИ, 2016. — Загл. с тит. экрана.

ISBN 978-5-383-01022-8

Изложены основы теории линейных и нелинейных систем автоматического регулирования (принципы построения, математическое описание, устойчивость, переходные процессы, коррекция динамических свойств и др.) применительно к задачам автоматизации энергетического оборудования ТЭС и АЭС.

Рассмотрены современные системы регулирования, защиты и маслоснабжения конденсационных, теплофикационных и влажно-паровых турбин, конструкции их узлов, особенности работы энергоблоков в мощных энергетических системах.

Настоящее электронное издание подготовлено на основе одноименного печатного издания (2-е изд., стереотип.), вышедшего в Издательском доме МЭИ в 2016 году.

Книга является победителем общероссийского Конкурса рукописей учебной, научно-технической и справочной литературы по энергетике 2007 года.

Для студентов вузов, изучающих энергетические установки. Представляет интерес для инженерно-технического персонала электростанций.

УДК 621.165:681.5
ББК 31.363 + 32.965

ISBN 978-5-383-01022-8

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое читателю учебное пособие соответствует большинству разделов программы дисциплины «Автоматическое регулирование энергоустановок», изучаемой студентами специальности «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» (ранее «Турбиностроение»), и отражает многолетний опыт преподавания этой дисциплины на кафедре паровых и газовых турбин Московского энергетического института (технического университета). Книга может использоваться и студентами ряда других специальностей, в частности по тепловым и атомным электростанциям и установкам; она будет полезна аспирантам, научным сотрудникам, инженерам, персоналу электростанций.

Учебное пособие содержит сжатое изложение основных методов исследования линейных и нелинейных систем автоматического регулирования. Теоретические результаты иллюстрируются примерами расчетов. Большая часть вычислений выполнена в среде MathCAD, для математического моделирования применялись программный комплекс МАСС и система Simulink.

Центральное место в книге занимает рассмотрение проблем регулирования и защиты паровых турбин, являющихся основными первичными двигателями в тепловой и атомной энергетике. В пособие включены также главы, касающиеся регулирования энергоблоков ТЭС, АЭС и входящего в их состав оборудования, рассмотрены задачи автоматизации энергоблоков, участия их в регулировании частоты и активной мощности, автоматизации пусковых режимов и др. Впервые в учебной литературе рассмотрены вопросы регулирования и защиты энергоблока геотермальной электростанции.

Наряду с другими дисциплинами специальности, студенты должны углубленно изучать системы регулирования турбин — конденсационных, теплофикационных, влажно-паровых. В имеющейся учебной литературе многие современные системы регулирования и защиты турбин совсем не нашли отражения, а материал, рассредоточенный в монографиях, сборниках трудов исследовательских организаций и технических журналах разных лет, малодоступен студентам. Восполнить этот пробел — одна из задач настоящего учебного пособия. В нем рассмотрены сохраняющие актуальность задачи повышения пожарной безопасности турбоустановок применением в качестве рабочего тела системы регулирования воды и синтетических негорючих масел, аэродинамического совершенствования органов парораспределения, улучшения динамических характеристик турбоагрегатов, обеспечения противоразгонной защиты турбины и многие другие. Показана основная современная тенденция развития систем регулирования турбин — переход к распределенным микропроцессорным системам на базе прямого цифрового управления, решающим в полном объеме задачи первичного и вторичного регулирования, участия в противоаварийном управлении энергосистем, системам с глубокой самодиагностикой, резервированием важнейших функций и др.

Список литературы содержит только те книги и статьи, которые необходимы читателю для получения более глубокой и обширной информации по отдельным вопросам.

Замечания и отзывы следует направлять по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14, Издательский дом МЭИ.

Автор

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

АБ — автомат безопасности
АВР — автоматическое включение резерва
АИР — аварийная импульсная разгрузка
АРЧМ — автоматическое регулирование частоты и мощности
АФХ — амплитудно-фазовая характеристика
АФЧХ — амплитудно-фазовая частотная характеристика
АЧХ — амплитудно-частотная характеристика
АСУТ — автоматизированная система управления турбиной
АСУ ТП — автоматизированная система управления технологическим процессом
АЭС — атомная электростанция
БОМ — быстродействующий ограничитель мощности
БРОУ — быстродействующая редукционно-охладительная установка
БРУ — быстродействующее редукционное устройство
БРУ-А — БРУ сброса пара в атмосферу
БРУ-К — БРУ сброса пара в конденсатор
БРУ-СН — БРУ пароснабжения собственных нужд блока
БРФ — блок релейной форсировки
БЩУ — блочный щит управления
ВВЭР — водо-водяной энергетический реактор
ВГ — выключатель генератора
ВПУ — валоповоротное устройство
ВТИ — Всероссийский теплотехнический институт
ВЭИ — Всероссийский электротехнический институт
ГАЭС — гидроаккумулирующая электростанция
ГеоЭС — геотермальная электростанция
ГМН — главный масляный насос
ГПК — главный паровой коллектор
ГСР — гидравлическая система регулирования
ГЦН — главный циркуляционный насос
ГЧСР — гидравлическая часть системы регулирования
ГЭС — гидроэлектростанция
ЗАБ — золотник(и) автомата безопасности
ЗРЧВ — золотник(и) регулятора частоты вращения
ЗУ — защитное устройство
КЗ — короткое замыкание
КПД — коэффициент полезного действия
КР — котельный регулятор
КТЗ — Калужский турбинный завод
ЛАХ — логарифмическая амплитудная характеристика
ЛАЧХ — логарифмическая амплитудно-частотная характеристика
ЛМЗ — Ленинградский металлический завод
ЛФХ — логарифмическая фазовая характеристика
ЛФЧХ — логарифмическая фазочастотная характеристика
ЛЭП — линия электропередачи
МОМ — механический ограничитель мощности
МУТ — механизм управления турбиной
МЭИ — Московский энергетический институт (технический университет)
МЭО — механизм электрический однооборотный
НКН — начальный корректор неравномерности
ОЗ — отсечной золотник
ОМТИ — огнестойкое масло теплотехнического института
ОПЭ АС — Основные правила обеспечения эксплуатации атомных станций
ОРГРЭС — ОАО «Фирма по наладке, совершенствованию технологии и эксплуатации электростанций и сетей»
ОТЗ — ограничитель темпа задания
ПА — противоаварийная автоматика
ПВД — подогреватель высокого давления
ПД — постоянное давление
ПЗ — предварительная защита
ПНД — подогреватель низкого давления
ПТК — программно-технический комплекс
ПТУ — паротурбинная установка

ПТЭ — Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей
ПУ — переключающее устройство
ПЭН — питательный электронасос
РБМК — реактор большой мощности канальный
РД — регулятор давления
РЗ — регулирующая заслонка
РК — регулирующий клапан
РМ — регулятор мощности
РМР — регулятор мощности реактора
РМТ — регулятор мощности турбины
РПД — регулятор перепада давления
РСД — регулятор соотношения давлений
РФ — релейная форсировка
РЧВ — регулятор частоты вращения
САР — система автоматического регулирования
САРЗ — система автоматического регулирования и защиты
САУ — система автоматического управления
СД — скользящее давление
СК — стопорный клапан
СКД — сверхкритическое давление
СПП — сепаратор-пароперегреватель
СРК — стопорно-регулирующий клапан
СУ — согласующее устройство
ТГ — турбогенератор
ТЗ — технологическая защита
ТПН — турбопитательный насос
ТР — турбинный регулятор
ТЭС — тепловая электростанция
УВК — управляющий вычислительный комплекс
УСО — устройство связи с объектом
УУ — устройство управления
ФЧХ — фазочастотная характеристика
ХТЗ — Производственное объединение атомного машиностроения «Харьковский турбинный завод»
ЦВД — цилиндр высокого давления
ЦНД — цилиндр низкого давления
ЦСД — цилиндр среднего давления
ЧВД — часть высокого давления
ЧНД — часть низкого давления
ЧСД — часть среднего давления
ЭГП — электрогидравлический преобразователь
ЭГСР — электрогидравлическая система регулирования
ЭМП — электромеханический преобразователь
ЭЧСР — электрическая часть системы регулирования
ЯППУ — ядерная паропроизводящая установка

Глава первая

АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ

1.1. ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Управление техническим объектом (котлом, реактором, турбиной, энергоблоком и др.) представляет собой воздействие на него в целях изменения или сохранения состояния этого объекта при безусловном выполнении заранее установленных требований и ограничений. Так, управление энергоблоком ТЭС или АЭС при нормальных эксплуатационных режимах должно обеспечить в каждый момент времени выработку требуемого количества электрической энергии, которое определяется диспетчерским графиком (плановая составляющая нагрузки) и непредвиденными изменениями режима энергосистемы (неплановая составляющая нагрузки). При этом должны быть выполнены правила технической эксплуатации оборудования энергоблока, определяющие его безопасную и безаварийную работу, обеспечена максимальная экономичность, учтены требования надежности работы энергосистемы и др.

Управление может осуществляться человеком или техническим устройством. Замену человека в операциях управления называют *автоматизацией*, управление без его участия — автоматическим, а техническое устройство, выполняющее операции управления, — *управляющим устройством* или *контроллером*. Совокупность объекта управления и управляющего устройства образует *систему автоматического управления* (САУ).

В наиболее общем виде система автоматического управления может быть представлена *функциональной структурной схемой*, как показано на рис. 1.1. Отдельные элементы системы изображены здесь прямоугольниками, внутри которых указано назначение элемента (*О* — объект управления, *УУ* — управляющее устройство), а воздействия их друг на друга и получаемые извне — стрелками.

Состояние объекта управления и протекание в нем некоторого технического процесса характеризуется совокупностью контролируемых физических величин $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \ldots, x_n\}$ — выходных переменных, называемых также *управляемыми величинами*. Таким образом, состояние объекта в общем случае характеризуется вектором **X**, координатами которого являются отдельные скалярные управляемые величины. Для энергоблока ТЭС ими являются электрическая мощность, частота вращения ротора, давление и температура свежего пара, температура промежуточного перегрева пара, разрежение в топке котла и др.

Для правильного протекания процесса в объекте управляемые величины должны поддерживаться в определенных пределах или изменяться по определенному закону, что составляет *алгоритм функционирования объекта*. Алгоритм функционирования энергоблока ТЭС или АЭС выбирается на основе анализа физических и конструктивных особенностей его оборудования, технико-экономических показателей, требуемых режимов работы в энергосистеме и других факторов. Так как динамические

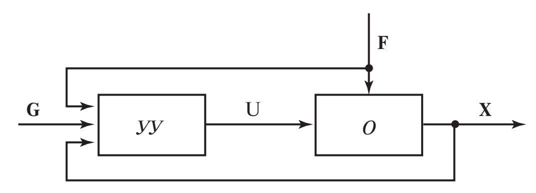


Рис. 1.1. Функциональная структурная схема САУ

искажения процесса при этом не учитываются, то алгоритм функционирования представляет собой статическую зависимость изменения основных управляемых величин блока на установившихся режимах работы и называется часто *программой управления* (*регулирования*) блока.

Алгоритм функционирования вводится в систему подачей на вход управляющего устройства *задающего воздействия* (*задания*) $\mathbf{G} = \{g_1, g_2, \ldots, g_n\}$, содержащего информацию о требуемом значении **X**, т.е. о цели управления.

В эксплуатации на объект со стороны внешней среды обычно действуют различного рода *возмущающие воздействия* (*возмущения*) $\mathbf{F} = \{f_1, f_2, \ldots, f_l\}$, которые нарушают нормальный ход процесса в объекте. Для энергоблока такими возмущениями могут быть колебания электрической или тепловой нагрузки, отклонения частоты переменного тока в энергосистеме, изменение качества топлива и др.

Как следует из рис. 1.1, в самом общем случае на вход управляющего устройства подается информация о цели управления **G**, текущем состоянии объекта **X** и действующем на него возмущении **F**. Во многих САУ используется только часть этой информации. Управляющее устройство перерабатывает поступающую информацию в соответствии с заложенным в нем алгоритмом управления и формирует *управляющее воздействие* $\mathbf{U} = \{u_1, u_2, \ldots, u_m\}$, которое необходимо приложить к объекту, чтобы достичь цели управления.

1.2. ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Построение систем автоматического управления базируется на использовании трех фундаментальных принципов: разомкнутого управления, компенсации (управления по возмущению) и обратной связи (регулирование по отклонению).

Разомкнутое управление. Функциональная схема *разомкнутой САУ* показана на рис. 1.2, *а*. В ней управляющее устройство получает информацию о цели управления в виде меняющегося во времени задания $g(t)$ и формирует управляющее воздействие на объект таким образом, чтобы достигалась цель управления $x(t)$. Так как выходная величина x не измеряется, то фактическое состояние объекта не

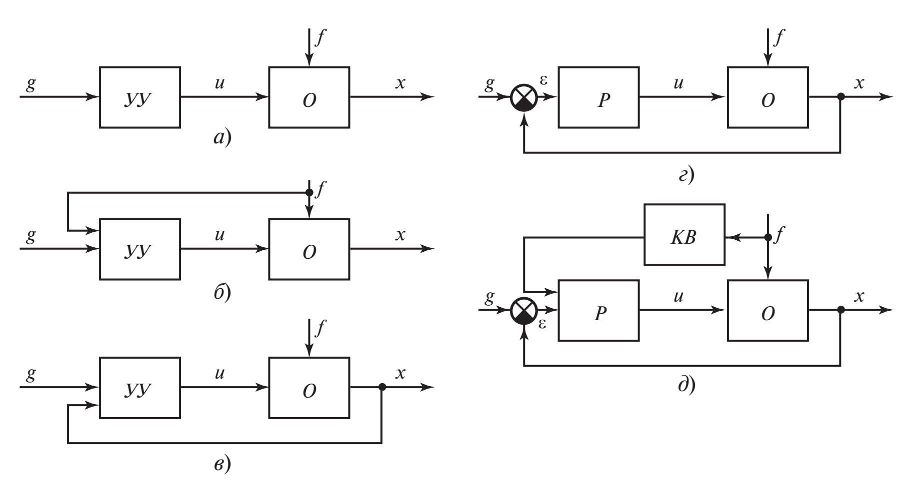


Рис. 1.2. Функциональные схемы систем автоматического управления и регулирования:
а — разомкнутая САУ; *б* — разомкнутая САУ с компенсацией внешнего возмущения; *в* — замкнутая САУ; *г* — замкнутая САР; *д* — замкнутая САР с компенсацией внешнего возмущения

контролируется. Алгоритм управления, связывающий управляющее воздействие $u(t)$ с заданием $g(t)$, формируется на основе *математической модели* объекта, которая должна быть известна с высокой точностью. Повышенные требования в разомкнутой системе предъявляются и к точности реализации алгоритма управления. Но даже при выполнении этих жестких условий система разомкнутого управления может удовлетворительно функционировать только в случае, если на объект не действуют возмущения, что практически нереально.

Управление по возмущению. Если возмущения велики или действуют достаточно длительное время, то в разомкнутой САУ не обеспечиваются даже характерные для нее невысокие требования к точности.

Повышение точности выполнения алгоритма функционирования, в частности, когда задача управления сводится к поддержанию постоянного значения выходной величины, может быть достигнуто *компенсацией возмущения* (рис. 1.2, *б*). Для этого на основе измерения возмущающего воздействия вносятся такие коррективы в алгоритм управления, которые компенсировали бы отклонения управляемой величины, вносимые возмущением. На использовании принципа компенсации базируется, в частности, широко известная схема компаундирования генератора постоянного тока, поддерживающая неизменным напряжение при колебаниях тока нагрузки. Предложенный французским инженером Ж. Понселе принцип управления по возмущению (по нагрузке) позволяет повысить точность и особенно быстродействие разомкнутой САУ. Однако невозможность охватить компенсацией все возмущения, изменение во времени параметров объекта и управляющего устройства, включая цепь компенсации, неточность ее настройки приводят к тому, что точность разомкнутой САУ даже с применением управления по возмущению остается, как правило, невысокой.

Принцип обратной связи. Точность реализации алгоритма функционирования может быть существенно повышена использованием *принципа обратной связи.* Для этого вводится дополнительный канал, по которому в управляющее устройство поступает информация о текущем состоянии объекта, и коррективы в алгоритм управления вносятся по фактическому значению выходных координат. При возникновении рассогласования вне зависимости от вызвавших его причин (внешние возмущения, среди которых могут быть недоступные для контроля, внутренние помехи, изменение параметров объекта или управляющего устройства и др.) осуществляется коррекция управляющего воздействия на объект для того, чтобы отклонение было ликвидировано.

Дополнительный информационный канал, связывающий объект управления с управляющим устройством (выход системы с ее входом), называют *каналом* (*цепью*) *обратной связи* или просто *обратной связью*, так как направление передачи воздействий в этом канале обратно направлению передачи основного воздействия на объект. В системе с обратной связью образуется *замкнутый контур* циркуляции сигналов, и она становится *замкнутой системой управления*, общий вид которой показан на рис. 1.2, *в*.

В практике управления наиболее широкое распространение получил частный вид замкнутых систем (рис. 1.2, *г*), в которых коррекция алгоритма управления осуществляется не по значению управляемой величины x непосредственно, а по ее отклонению от значения g, определяемого алгоритмом функционирования.

Несоответствие фактического и заданного значений управляемой величины выявляется в *элементе сравнения*, где формируется величина

$$\varepsilon = g(t) - x(t), \qquad (1.1)$$

называемая *отклонением, рассогласованием* или *ошибкой управления.* Во многих

случаях оказывается целесообразным, чтобы управляющее воздействие u зависело не только от отклонения ε, но и от его производных и интегралов по времени:

$$u = \psi\left(\varepsilon, \frac{d\varepsilon}{dt}, \ldots, \int_0^t \varepsilon \, dt \ldots\right). \quad (1.2)$$

Зависимость ψ должна быть неубывающей функцией отклонения и одинакового с ним знака.

Управление по отклонению ε называют *регулированием*. В этом случае управляющее устройство называется *автоматическим регулятором*, а замкнутая система, состоящая из объекта *О* и регулятора *Р*, — *системой автоматического регулирования* (*САР*). Образованная регулятором обратная связь вокруг объекта, связывающая его выход с входом, называется *главной обратной связью*. Как следует из (1.1), она всегда выполняется отрицательной.

Следует отметить, что САР часто выступает как подсистема нижнего уровня в двухуровневых (в общем случае многоуровневых) системах управления, в которых верхний уровень выполняет командные функции по отношению к нижестоящим уровням.

Комбинированное управление (рис. 1.2, *д*) осуществляется дополнением замкнутой системы регулирования по отклонению *каналом компенсации внешнего возмущения*. По нему регулятор получает дополнительную информацию об изменении возмущения *f*, соответствующим образом преобразованную в блоке *КВ*. Лучшее качество регулирования в комбинированных системах достигается наиболее полным использованием информации о состоянии объекта и взаимодействии с ним внешней среды. Здесь объединяются достоинства обоих принципов — быстрота реакции на изменение определенных возмущений, как правило, наиболее существенных, и точность регулирования по отклонению вне зависимости от причин, вызвавших это отклонение регулируемой величины.

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Системы автоматического регулирования и управления классифицируются по многим признакам: по характеру задающего воздействия, математическому описанию, размерности вектора выходных величин объекта, характеру сигналов и др. Рассмотрим некоторые из этих признаков.

В **системах стабилизации** задающее воздействие постоянно. Основная задача такой системы — уменьшить или даже полностью устранить ошибки, обусловленные возмущающими воздействиями. Регулирование, при котором установившаяся ошибка при постоянном задании $g(t)$ = const зависит от нагрузки, называют *статическим*. Как будет показано в гл. 2, системы регулирования частоты вращения паровых турбин выполняют именно статическими.

В некоторых системах статическая ошибка нежелательна. Тогда выбирают такую структуру системы, чтобы установившаяся ошибка была равна нулю, т.е. переходят к *астатическому* регулированию.

В **системах программного регулирования** задающее воздействие является известной функцией времени. В этих системах регулируемая величина должна изменяться по заданной программе. Поскольку задание $g(t)$ непостоянно, то статическая ошибка регулирования не устраняется даже при $f(t)$ = const, так как возникают установившиеся ошибки, зависящие от первой и высших производных. Для устранения этих ошибок приходится повышать порядок астатизма системы, что подробно рассмотрено в § 9.1.

В **следящих системах** закон изменения задающего воздействия заранее неизвестен. Задачей системы является как можно более точное воспроизведение выходной величины объекта меняющегося задания — некоторого внешнего фактора, за которым надо следить.

Отметим, что одна и та же система автоматического регулирования может работать во всех указанных режимах. Так, система регулирования паровой турбины обычно работает как система стабилизации, поддерживая заданные постоянные значения частоты вращения или мощности. При пуске турбины по жесткой временно́й программе система регулирования, выполняя команды автомата пуска, работает как система программного регулирования. И, наконец, отрабатывая команды устройств противоаварийной автоматики энергосистемы, она переходит в режим следящей системы.

Линейные и нелинейные системы. По математическому описанию системы автоматического регулирования и управления можно разделить на два больших класса — линейные и нелинейные системы.

Динамика всех звеньев *линейной системы* описывается линейными уравнениями (алгебраическими, дифференциальными, разностными). Линейные системы можно также определить и по-другому, а именно, как системы, для которых справедлив *принцип суперпозиции.* Он заключается в том, что реакция системы на линейную комбинацию любых внешних воздействий, в частности задающих и возмущающих, равна той же линейной комбинации реакций системы на каждое из воздействий в отдельности. Принцип суперпозиции дает возможность выразить реакцию системы на любое произвольное воздействие через ее реакцию на некоторое *типовое возмущение* — импульсное, ступенчатое, гармоническое. Для этого достаточно разложить произвольное воздействие на возмущения выбранного типа. Именно благодаря применимости принципа суперпозиции теория линейных систем получила глубокое развитие.

Если среди уравнений, описывающих процессы в элементах систем регулирования и управления, имеется хотя бы одно нелинейное, то система является *нелинейной.* Для нелинейных систем принцип суперпозиции неприменим.

Строго говоря, если не ограничивать диапазон изменения внешних воздействий, то все реальные системы автоматического регулирования и управления оказываются нелинейными. Вместе с тем при определенных предпосылках многие нелинейные системы допускают *линеаризацию*, т.е. приближенное описание линейными уравнениями.

Каждый из классов линейных и нелинейных систем может быть подразделен на подклассы, описываемые соответствующими типами уравнений:

- системы с постоянными параметрами (алгебраические и дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами);
- системы с переменными параметрами (уравнения с переменными коэффициентами);
- системы с сосредоточенными параметрами (обыкновенные дифференциальные уравнения);
- системы с распределенными параметрами (дифференциальные уравнения в частных производных);
- системы с запаздыванием (уравнения с запаздывающим аргументом).

Одномерные и многомерные системы. В зависимости от размерности вектора **X** выходных координат объекта системы регулирования и управления делятся на *одномерные* и *многомерные* (двумерные, трехмерные и т.д.). Например, система регулирования конденсационной паровой турбины с одной регулируемой величиной — частотой вращения ротора или мощностью — является одномерной, а системы регулирования турбин для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (теплофикационных турбин) выполняются многомерными.

Многомерные системы в свою очередь делятся на *системы связанного* и *несвязанного регулирования.* В несвязанных системах каждый регулятор управляет своей выходной координатой объекта, причем регуляторы не имеют перекрестных связей и могут влиять друг на друга только через

объект регулирования. В связанных системах имеются перекрестные связи между отдельными каналами регулирования.

Многомерная связанная система регулирования может быть выполнена *автономной*. В этом случае каждая из ее регулируемых координат реагирует только на внешние воздействия, приложенные к ее собственному каналу.

Непрерывные и дискретные системы. По характеру формирования и виду передаваемых сигналов системы автоматического регулирования и управления подразделяются на непрерывные и дискретные.

Непрерывные системы состоят из звеньев непрерывного действия, в которых плавное изменение входной величины приводит к плавному изменению выходной. Передаваемые в такой системе сигналы являются непрерывными функциями времени.

Система становится *дискретной*, если в ней есть хотя бы одно звено дискретного действия, в котором при плавном изменении входной величины выходная меняется дискретно. В *релейных системах* сигнал квантуется по уровню. В *импульсных системах* сигналы представляют собой последовательность импульсов, один из параметров которой — амплитуда, ширина, частота или фаза — зависит от непрерывного сигнала на входе в импульсный элемент и меняется вместе с этим сигналом. Тем самым осуществляется *модуляция* импульсных сигналов: амплитудно-импульсная, широтно-импульсная, частотно-импульсная и фазоимпульсная.

Цифровые системы содержат в своем контуре цифровое устройство обработки информации, в котором она квантуется по времени и по уровню.

Адаптивные системы. Адаптивные, или самонастраивающиеся, системы обладают способностью приспосабливаться к меняющимся внешним условиям и оптимизировать свою работу по мере накопления опыта.

1.4. ТИПОВЫЕ ЗАКОНЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Законом регулирования называют математическую зависимость, в соответствии с которой управляющее воздействие на объект вырабатывалось бы безынерционным регулятором.

Среди многообразия возможных законов регулирования в практике автоматизации производственных процессов в подавляющем большинстве случаев используется несколько так называемых *типовых линейных законов регулирования.* В этих законах управляющее воздействие линейно зависит от отклонения, его интеграла и первой производной по времени.

Пропорциональный регулятор (П-регулятор) перемещает регулирующий орган пропорционально отклонению регулируемой величины от ее заданного значения:

$$u(t) = k_{\text{п}}\varepsilon(t). \qquad (1.3)$$

Коэффициент $k_{\text{п}}$ называется *коэффициентом передачи* П-регулятора, его обратная величина — *статизмом* регулятора. Пропорциональный регулятор соответствует безынерционному звену (см. § 5.2). Пропорциональные регуляторы обеспечивают устойчивую работу практически всех промышленных объектов. В частности, регуляторы частоты вращения паровых турбин выполняются как П-регуляторы.

Интегральный регулятор (И-регулятор) перемещает регулирующий орган пропорционально интегралу от отклонения регулируемой величины:

$$u(t) = k_{\text{и}} \int_0^t \varepsilon(t)\,\mathrm{d}t = \frac{1}{T_{\text{и}}} \int_0^t \varepsilon(t)\,\mathrm{d}t\,. \qquad (1.4)$$

Интегральный закон может быть также записан в виде

$$\frac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t} = k_{\text{и}}\varepsilon(t)\,, \qquad (1.5)$$

т.е. интегральный регулятор перемещает регулирующий орган со скоростью, пропорциональной отклонению регулируемой

величины от заданного значения. Коэффициент пропорциональности $k_и = 1/T_и$ называется *коэффициентом передачи* регулятора, величина $T_и$ — *постоянной времени интегрирования* или *временем изодрома.* Интегральный регулятор является астатическим, и с его помощью может быть осуществлено астатическое регулирование.

Пропорционально-интегральный регулятор (ПИ-регулятор) перемещает регулирующий орган пропорционально взвешенной сумме отклонения и интеграла от отклонения регулируемой величины:

$$u(t) = k_п\left[\varepsilon(t) + \frac{1}{T_и}\int_0^t \varepsilon(t)\,\mathrm{d}t\right]. \quad (1.6)$$

Иногда закон (1.6) называют пропорциональным законом с интегральной коррекцией.

Пропорционально-интегральный регулятор также обеспечивает астатическое регулирование. В этом легко убедиться, если представить ПИ-закон в виде

$$\frac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t} = k_п\left[\frac{\mathrm{d}\varepsilon(t)}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{T_и}\,\varepsilon(t)\right], \quad (1.7)$$

откуда следует, что скорость перемещения регулирующего органа пропорциональна отклонению и скорости изменения регулируемой величины. Так как при постоянных воздействиях на установившемся режиме должно быть $\mathrm{d}u/\mathrm{d}t = 0$ и $\mathrm{d}\varepsilon/\mathrm{d}t = 0$, то состояние равновесия может быть достигнуто только при $\varepsilon = 0$. При неограниченном возрастании $T_и$ ПИ-регулятор превращается в П-регулятор.

Пропорционально-интегральные регуляторы дают возможность устойчиво и без статической ошибки регулировать многие промышленные объекты и поэтому получили наибольшее распространение в практике автоматизации технологических процессов, в частности в энергетике.

Пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор (ПИД-регулятор) перемещает регулирующий орган пропорционально взвешенной сумме отклонения, интеграла от отклонения и скорости изменения регулируемой величины:

$$u(t) = k_п\left[\varepsilon(t) + \frac{1}{T_и}\int_0^t \varepsilon(t)\,\mathrm{d}t + T_д\frac{\mathrm{d}\varepsilon(t)}{\mathrm{d}t}\right]. \quad (1.8)$$

Постоянная $T_д$ называется *постоянной времени дифференцирования* или *временем предварения.* Пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор также обеспечивает астатическое регулирование. Производная $\mathrm{d}\varepsilon/\mathrm{d}t$ в законе регулирования повышает качество процесса регулирования.

При $T_д \to 0$ ПИД-регулятор превращается в ПИ-регулятор, а если, кроме того, $T_и \to \infty$, он становится П-регулятором.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что представляет собой управление техническим объектом?
2. Из чего в самом общем виде состоит система автоматического управления?
3. Чем характеризуются состояние объекта управления и протекающие в нем технологические процессы?
4. Что представляет собой алгоритм функционирования объекта управления (программа управления)?
5. Как программа управления вводится в САУ?
6. Какие воздействия приложены к объекту управления?
7. В чем состоит основной недостаток разомкнутого управления?
8. Каково назначение управления по возмущению?
9. Почему требуемая точность управления может быть достигнута только с помощью обратной связи?
10. Почему система с обратной связью называется замкнутой?
11. Что называется рассогласованием или ошибкой управления?
12. Как управляющее воздействие на объект управления связано с рассогласованием?
13. Какое управление называется регулированием?

14. Как осуществляется комбинированное управление и в чем его преимущество?
15. Как классифицируются системы управления (регулирования) по виду задающего воздействия?
16. В чем состоит отличие статического регулирования от астатического?
17. Чем отличается система программного регулирования от следящей системы?
18. В чем состоит существо принципа суперпозиции?
19. Как классифицируются САУ (САР) по размерности вектора выходных координат системы?
20. Что называется законом регулирования?
21. Покажите, что П-регулятор осуществляет статическое регулирование.
22. Покажите, что И-регулятор осуществляет астатическое регулирование.
23. Почему ПИ-регуляторы получили наибольшее распространение при автоматизации технологических процессов?
24. Как связано с рассогласованием управляющее воздействие на объект, осуществляемое ПИД-регулятором?

Глава вторая

ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

2.1. ПАРОВАЯ ТУРБИНА КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В подавляющем большинстве случаев паровые турбины в энергетике используются в качестве первичных двигателей для привода синхронных электрических генераторов. Так как вырабатываемая электрическая энергия нигде в энергосистеме не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети — параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергообъединения. Номинальное значение частоты сети в России равно 50 Гц и должно поддерживаться с высокой точностью.

Частота переменного тока f определяется частотой вращения n приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f = pn, \tag{2.1}$$

где p — число пар полюсов генератора.

При $p = 1$ частоте $f = 50$ Гц соответствует $n = 50$ $с^{-1}$ (3000 об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами с $n = 25$ $с^{-1}$, имеют две пары полюсов, для них $p = 2$.

Требование постоянства частоты определяет одну из основных задач регулирования турбины: *сохранение частоты вращения ротора турбогенератора* и, следовательно, *турбины постоянной и близкой к номинальной, несмотря на изменения нагрузки*.

Если турбина предназначена для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (так называемые теплофикационные турбины), то наряду с поддержанием постоянной частоты вращения ротора турбины ставятся дополнительные условия сохранения неизменными давлений в камерах регулируемых отборов или за турбиной при изменениях тепловой нагрузки.

Для выполнения этих и ряда других задач, которые будут рассмотрены в дальнейшем, паровые турбины снабжаются *системами автоматического регулирования*.

Рассмотрим некоторые свойства турбины как объекта регулирования. При работе турбины к ее ротору приложены:

- крутящий момент $M_т$ движущих сил, развиваемых паром на рабочих лопатках;
- тормозящий момент $M_г$ сил сопротивления вращению ротора в магнитном поле статора;
- тормозящий момент $M_{пот}$ потерь в турбине и генераторе.

При неизменных параметрах пара момент $M_т$ зависит от расхода пара и частоты вращения ротора, а так как расход пара в турбину в свою очередь определяется положением регулирующих клапанов z, то, следовательно, $M_т = M_т(z, n)$.

Для некоторого положения регулирующих клапанов зависимость $M_т(n)$ представлена линией *1* на рис. 2.1. Характер этой зависимости можно пояснить простым, хотя и нестрогим рассуждением. Рассмотрим некоторую ступень турбины, треугольники скоростей которой показаны на рис. 2.2. При неизменных параметрах пара и положении регулирующих клапанов в первом приближении можно принять постоянными скорости c_1 и w_2. Тогда момент $M_{ст}$, развиваемый паром на рабочих лопат-

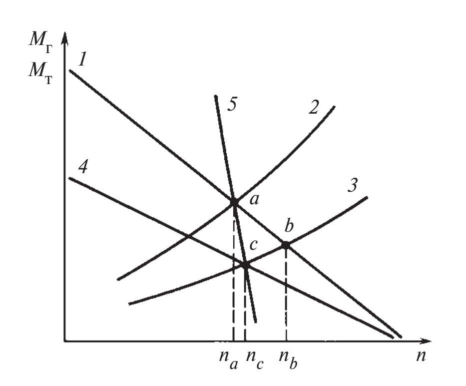


Рис. 2.1. Моментные характеристики турбины (*1* и *4*) и генератора (*2* и *3*), статическая характеристика турбоагрегата (*5*)

ках ступени при отклонении окружной скорости u от номинальной u_0, составит

$$M_{ст} = R_и \frac{d}{2} = G(c_{10}\cos\alpha_{10} + c_{20}\cos\alpha_{20} + u_0 - u)\frac{d}{2}, \qquad (2.2)$$

где R_u — окружное усилие, Н; d — средний диаметр ступени, м; G — секундный расход пара, кг/с, или

$$M_{ст} = a - bn. \qquad (2.3)$$

Для всей турбины, суммируя крутящие моменты ступеней, можно также приближенно принять

$$M_т = A - Bn. \qquad (2.4)$$

При небольших отклонениях частоты вращения от номинальной зависимость (2.4) достаточно точно отражает реальную *внешнюю характеристику турбины*.

Если пренебречь моментом потерь $M_{пот}$ или объединить его с тормозящим моментом на валу генератора и на диаграмму, приведенную на рис. 2.1, нанести характеристику генератора $M_г(n)$ (кривая *2*), то установившемуся режиму работы, при котором $M_т = M_г$, будет соответствовать пересечение моментных характеристик в точке a при частоте вращения n_a. При изменении нагрузки электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится в положение, определяемое кривой *3*. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет достигнут в точке b. Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них за счет одного лишь *саморегулирования* (*самовыравнивания*). Саморегулирование определяется тем, что в точке пересечения моментных характеристик $\partial M_т / \partial n < 0$, а $\partial M_г / \partial n > 0$.

При отсутствии автоматического регулирования все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата соответствуют линии *1*, которая является в этом случае его статической характеристикой. Следует, однако, заметить, что возникающие в процессе саморегулирования изме-

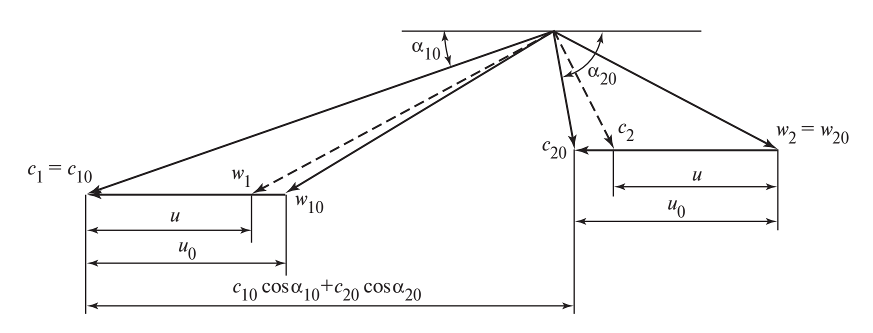


Рис. 2.2. Треугольники скоростей ступени турбины

нения частоты вращения недопустимо велики в отношении как качества отпускаемой электрической энергии, так и надежности турбины и генератора. Возникает, следовательно, необходимость управлять турбиной таким образом, чтобы частота вращения ротора оставалась постоянной или изменялась в заданных узких пределах.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J\mathrm{d}\omega / \mathrm{d}t = M_{\text{т}} - M_{\text{г}}, \qquad (2.5)$$

где J — суммарный момент инерции валопровода, кг · м^2; dω/dt — угловое ускорение валопровода, с$^{-2}$. При $\omega_{\text{г}} = \omega_{\text{т}}$

$$J = J_{\text{т}} + J_{\text{г}},$$

а при $\omega_{\text{г}} \neq \omega_{\text{т}}$:

$$J = J_{\text{т}} + J_{\text{г}}(\omega_{\text{г}}/\omega_{\text{т}})^2.$$

Из уравнения (2.5) следует, что восстановление установившегося режима возможно только при изменении одного из моментов $M_{\text{т}}$ или $M_{\text{г}}$. Воздействие на удаленных и рассредоточенных потребителей электрической энергии в целях изменения их мощности, конечно, невозможно, если не считать частотную разгрузку в энергосистеме. Поэтому для паровых турбин остается единственный способ регулирования — воздействие на момент, развиваемый паром на рабочих лопатках. Иными словами, при изменении нагрузки сети и смещении моментной характеристики генератора следует также сместить и моментную характеристику турбины (рис. 2.1, линия *4*) изменением расхода пара. Новый равновесный режим будет достигнут в точке c при частоте вращения n_c, лишь незначительно превышающей n_a.

Все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией *5*, которая является *статической характеристикой управляемого турбоагрегата.*

Таким образом, одной из задач регулирования турбины является автоматическое воздействие на пропуск пара в турбину, при котором равновесные режимы достигаются при небольших отклонениях частоты вращения ротора турбоагрегата.

В качестве импульса, по которому система регулирования изменяет положение регулирующих клапанов, в принципе может быть использована непосредственно причина нарушения равновесия (импульс по нагрузке).

Как уже отмечалось в § 1.2, регулирование по нагрузке (возмущению) имеет ряд преимуществ, в частности большее быстродействие. Но оно имеет и существенный недостаток: при регулировании по возмущению учитывается действие только того возмущения, на которое реагирует регулятор. Полная компенсация требует точной реализации функциональной зависимости между возмущением и воздействием на регулирующий орган. Эта зависимость сложна и поэтому может быть реализована лишь приближенно. Кроме того, что более существенно, другие возмущения, не измеряемые данным регулятором, например изменение параметров пара перед турбиной и за ней, вызывают изменения регулируемой величины (частоты вращения), которые этот регулятор не может компенсировать. Поэтому регулирование по возмущению оказывается менее точным по сравнению с регулированием по отклонению регулируемого параметра.

Как следует из уравнения (2.5), в качестве первичного импульса системы регулирования, казалось бы, можно выбрать угловое ускорение ротора dω/dt. Оно прямо пропорционально рассогласованию моментов, т.е. возмущению, и возникает одновременно с ним без запаздывания, что обеспечивает быстродействие регулирования. Однако, и в этом решающий недостаток регулирования по ускорению, импульс dω / dt не определяет угловую скорость и не может поддержать ее заданного значения.

Допуская некоторое небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом фундаментальном принципе управления по отклонению построены все без исключения системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия в них могут быть использованы дополнительные импульсы по угловому ускорению $d\omega / dt$ или по нагрузке (возмущению).

Заслуга первого промышленного применения регулятора частоты вращения принадлежит Д. Уатту.

2.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Простейшая схема регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины с центробежным регулятором представлена на рис. 2.3. С ростом частоты вращения центробежные силы грузов увеличиваются, муфта (указатель) регулятора поднимается, сжимая пружину, поворачивает рычаг *AB* вокруг неподвижной точки *C* и прикрывает регулирующий клапан, уменьшая пропуск пара в турбину. При снижении частоты вращения процесс регулирования протекает аналогично, но с увеличением расхода пара в турбину.

Так как в этой схеме регулирующий клапан перемещается непосредственно регулятором без привлечения постороннего источника энергии, то она называется схемой *прямого регулирования.*

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью *развернутой статической характеристики регулирования* (рис. 2.4).

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения $x = f(n)$ в квадранте *II* диаграммы представляет собой статическую характеристику регулятора частоты вращения, полностью определяемую конструкцией последнего.

В рассматриваемой схеме положение муфты регулятора x однозначно определяет положение регулирующего клапана z. Зависимость $z = f(x)$ — прямая линия в квадранте *III*. Ее наклон определяется, кроме масштаба графика, соотношением плеч рычага a / b, зависящим от положения точки *C*.

Наконец, в квадранте *IV* диаграммы приведена зависимость вырабатываемой электрической мощности от положения регулирующего клапана $N_э = f(z)$ при неизменных начальных и конечных параметрах пара.

Рис. 2.3. Схема прямого регулирования

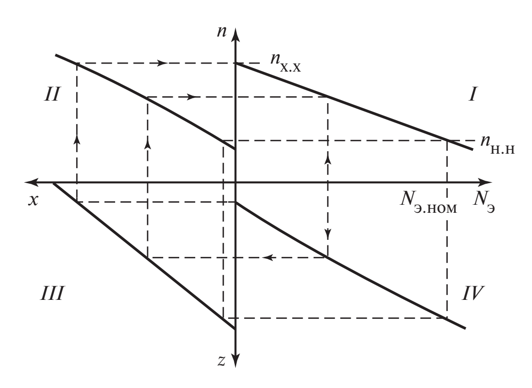


Рис. 2.4. Развернутая статическая характеристика регулирования

По характеристикам квадрантов *II—IV* диаграммы простым построением, показанным на рис. 2.4 штриховыми линиями, в квадранте *I* находим зависимость $n = f(N_э)$, связывающую регулируемый параметр — частоту вращения — с мощностью. Это и есть собственно *статическая характеристика регулирования частоты вращения,* имеющая важнейшее значение для работы турбины как в изолированной электрической сети, так и параллельно с другими агрегатами в общей энергосистеме.

Как следует из статической характеристики регулирования, при изменении мощности частота вращения не остается постоянной. Она несколько снижается с ростом мощности. При изменении нагрузки от номинальной до нуля (холостой ход) установившаяся (статическая) ошибка или *неравномерность регулирования* составляет $n_{\text{х.х}} - n_{\text{н.н}}$.

Наклон статической характеристики регулирования определяется отношением *неравномерности регулирования* к номинальной частоте вращения n_0, т.е. величиной

$$\delta = \frac{n_{\text{х.х}} - n_{\text{н.н}}}{n_0}, \qquad (2.6)$$

называемой *степенью неравномерности* (*статизмом*) *регулирования частоты вращения* турбины. В соответствии с ГОСТ 24278-89 при номинальных параметрах пара $\delta = 0{,}04\ldots0{,}05$. Как будет показано в дальнейшем, при меньших значениях степени неравномерности трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при бóльших ее значениях ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки.

Стремление к повышению динамической точности центробежных регуляторов частоты вращения привело к существенному уменьшению массы грузов в современных регуляторах по сравнению с прежними конструкциями. Одновременно по мере повышения единичных мощностей и начальных параметров пара возросли усилия, действующие на регулирующие клапаны. В результате усилие, которое может развить регулятор частоты вращения при изменении ее в пределах неравномерности регулирования, невелико и совершенно недостаточно для перемещения регулирующих клапанов. Поэтому в паровых турбинах схемы прямого регулирования практически не применяются, за исключением турбин очень малой мощности, например для привода питательных насосов с небольшой подачей.

В мощных турбинах между регулятором и клапанами предусматривается усиление сигнала с использованием постороннего источника энергии. Наибольшее распространение в таких схемах *непрямого регулирования* получили гидравлические *усилители* (*сервомоторы*).

Принципиальная схема непрямого регулирования турбины с однократным усилением показана на рис. 2.5. С ростом час-

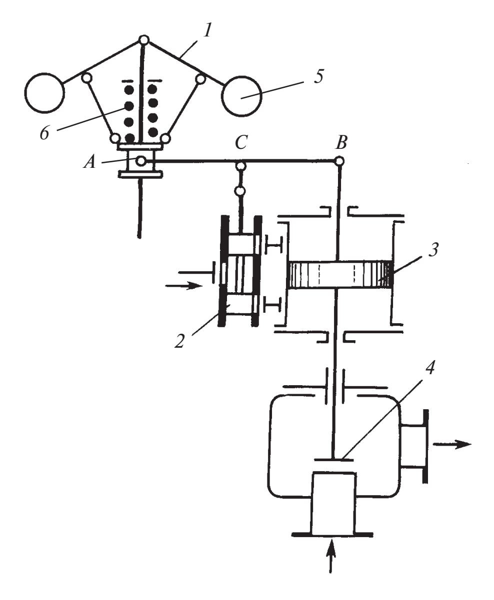


Рис. 2.5. Схема непрямого регулирования с однократным усилением:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — отсечной золотник; *3* — сервомотор; *4* — регулирующий клапан; *5* — грузы регулятора; *6* — пружина регулятора

тоты вращения центробежные силы грузов *5* увеличиваются, муфта регулятора *1* поднимается, сжимая пружину *6* и поворачивая рычаг *AB* вокруг точки *B*. Соединенный с рычагом в точке *C* отсечной золотник *2* смещается из среднего положения вверх и соединяет верхнюю полость гидравлического сервомотора *3* с напорной линией, а нижнюю — со сливной. Под действием возросшего перепада давления поршень сервомотора перемещается вниз, прикрывая регулирующий клапан *4* и уменьшая пропуск пара в турбину. Одновременно с помощью *обратной связи* или *выключателя* (правый конец рычага *AB* связан со штоком поршня сервомотора) золотник возвращается в среднее положение, что стабилизирует переходный процесс и обеспечивает устойчивость регулирования.

При отсутствии обратной связи сервомотор, начав двигаться, пройдет путь больший, чем необходимо для изменения мощности турбины соответственно новой нагрузке электрического генератора. Это приведет к движению сервомотора в противоположном направлении и т.д. Установится незатухающий процесс колебаний частоты вращения ротора турбины относительно некоторого среднего значения, что недопустимо по условиям эксплуатации. Обратная связь стабилизирует процесс регулирования, уменьшая команду, поступающую от регулятора частоты вращения — смещение отсечного золотника — по мере ее выполнения, т.е. перемещения регулирующего клапана в положение, соответствующее новой нагрузке.

Так как на всех установившихся режимах работы золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает полости сервомотора от напорной и сливной линий, то положение точки *C* после завершения переходного процесса оказывается неизменным. Следовательно, статическая зависимость $z = f(x)$ между перемещением сервомотора z и вызвавшим его смещением муфты регулятора частоты вращения x будет такой же, как и при неподвижной точке. Отсюда следует, что развернутая статическая характеристика непрямого регулирования частоты вращения может быть построена точно так же, как и для прямого регулирования (см. рис. 2.4).

На схеме, представленной на рис. 2.5, показано, что сервомотор перемещает один регулирующий клапан. На многих турбинах сервомотор через некоторую передачу кинематически связан с системой парораспределения, имеющей несколько клапанов, положение которых однозначно определяется положением поршня сервомотора.

Необходимость преодолевать значительные усилия, действующие на регулирующие клапаны современных мощных паровых турбин высоких начальных параметров пара, приводит к увеличению размеров сервомотора и управляющего им золотника. К золотнику приложены силы трения и при смещении его из среднего положения реакция протекающего потока масла, стремящаяся вернуть золотник в среднее положение. Современные регуляторы частоты вращения оказываются не в состоянии преодолеть и эти усилия, хотя они несравненно меньше тех, которые действуют на регулирующие клапаны. Поэтому приходится вводить дополнительную ступень усиления.

Одна из возможных принципиальных схем регулирования с двукратным усилением показана на рис. 2.6. Здесь центробежный регулятор частоты вращения управляет золотником небольшого сервомотора промежуточного усиления *1*, который в свою очередь перемещает золотник главного сервомотора *2*.

Каждый золотник, как и в схеме, представленной на рис. 2.5, возвращается в среднее положение обратной связью от своего сервомотора. Так как в статике положения точек подвески отсечных золотников к рычагам неизменны, то между перемещениями муфты регулятора, промежуточного и главного сервомоторов имеется

Рис. 2.6. Схема регулирования с двукратным усилением:
1 — промежуточный сервомотор; *2* — главный сервомотор

однозначная зависимость, и развернутая статическая характеристика регулирования с двукратным усилением имеет такой же вид, как и на рис. 2.4.

Рассмотренные принципиальные схемы непрямого регулирования выполнены на базе сервомоторов с отсечными золотниками и с применением *рычажных связей* между элементами системы регулирования. Наряду с наглядностью, что можно отнести к достоинствам рычажных связей, они обладают гораздо более существенными недостатками. Неизбежные зазоры в шарнирных соединениях механической передачи от регулятора к главному сервомотору делают необходимыми особые конструктивные решения для уменьшения вредного влияния люфтов, например, *силовое замыкание зазоров* с помощью пружин или гидравлических усилий. Следует отметить, что из-за износа шарниров в процессе эксплуатации зазоры могут возрастать. Нагрев рычагов за счет излучения от горячих частей турбины может приводить к разверке системы регулирования. Наконец, выполнение рычажно-стержневой системы приемлемых размеров в схемах с многократным усилением сопряжено с большими конструктивными трудностями, в частности при компоновке системы.

Этих недостатков не имеют *гидравлические связи*, широко применяемые в системах регулирования. Принципиальная схема регулирования с двукратным усилением и гидравлической передачей в первой ступени усиления показана на рис. 2.7. Центробежный регулятор частоты вращения соединен с проточным золотником *1*, изменяющим площадь сечения f_x слива масла из импульсной линии, в которую оно подается из напорной линии насоса с давлением p_0 через дроссельную диафрагму с постоянной площадью сечения f_0. Импульсная линия соединена с односторонним сервомотором *2* первой ступени усиления. Его

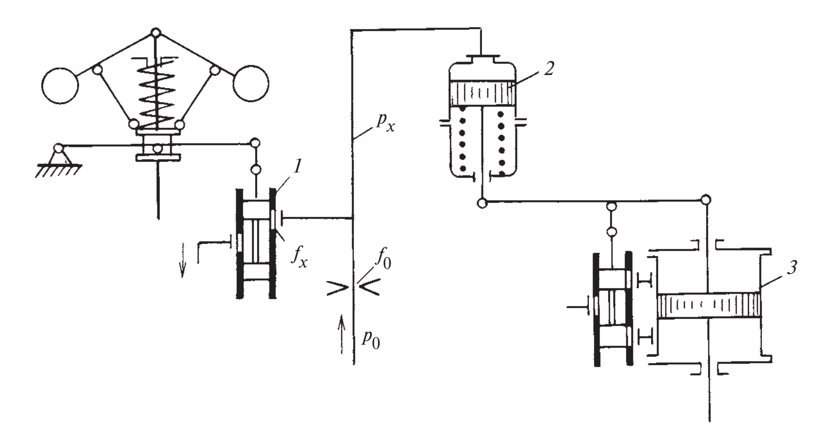


Рис. 2.7. Схема регулирования с двукратным усилением и гидравлической передачей в первой ступени усиления:

1 — проточный золотник; *2* — сервомотор первой ступени усиления; *3* — главный сервомотор

поршень связан с рычагом, к которому подвешен отсечной золотник главного сервомотора.

Давление масла в импульсной линии p_x найдем из уравнения неразрывности. Если пренебречь утечками в сервомоторе, то количество масла, поступающего в импульсную линию через сечение площадью f_0, равно расходу масла, вытекающему из нее через сечение площадью f_x:

$$\alpha_0 f_0 \sqrt{2(p_0 - p_x)/\rho} = \alpha_x f_x \sqrt{2p_x/\rho}, \qquad (2.7)$$

где α_0, α_x — коэффициенты расхода; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3.

Приняв $\alpha_0 = \alpha_x$, найдем

$$\frac{p_x}{p_0} = \frac{1}{1 + (f_x/f_0)^2}. \qquad (2.8)$$

График зависимости (2.8) приведен на рис. 2.8.

При повышении частоты вращения турбины муфта центробежного регулятора перемещает проточный золотник *1* вверх (см. рис. 2.7), увеличивая открытие сливного сечения площадью f_x. Гидравлическое сопротивление импульсной линии уменьшается, расход масла через нее увеличивается, перепад давления Δp на дроссельной диафрагме с площадью сечения f_0 возрастает, и давление за ней в импульсной линии $p_x = p_0 - \Delta p$ падает в соответствии с (2.8). Под действием пружины поршень сервомотора *2* поднимается, смещая отсечной золотник главного сервомотора из среднего положения вверх. Поршень сервомотора опускается, уменьшает открытие регулирующих клапанов и сокращает расход пара в турбину.

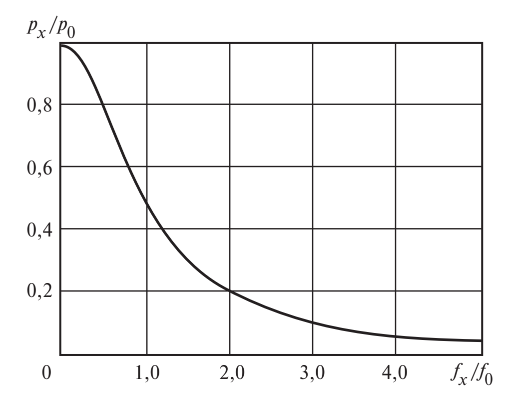


Рис. 2.8. Изменение давления в импульсной линии

В рассматриваемой схеме обратная связь в первой ступени усиления осущест-

вляется пружиной, нагружающей поршень сервомотора *2*. Ее деформация изменяется до тех пор, пока пружина не уравновесит усилие от давления в импульсной линии на поршень сервомотора.

Применение сервомотора с проточным золотником в качестве промежуточного, а сервомотора с отсечным золотником в качестве главного достаточно характерно для системы регулирования турбины. Вместе с тем некоторым недостатком рассматриваемой схемы можно считать то, что давление p_x в импульсной линии не сохраняется постоянным на разных режимах работы турбины. Поэтому для того, чтобы обеспечить линейность изменения давления p_x в широком диапазоне перемещения проточного золотника, окна в его буксе должны быть профилированными, что несколько усложняет изготовление и наладку этого узла системы регулирования. К недостаткам схемы следует также отнести сохранение рычажных связей во второй ступени усиления.

Указанных недостатков не имеет представленная на рис. 2.9 схема регулирования с постоянным давлением в импульсной линии. Масло в импульсную линию поступает из напорной линии насоса через дроссельную диафрагму с сечением площадью f_0, а сливается через сечения площадями f_x и f_z, управляемые соответственно золотником *1* регулятора частоты вращения и золотником *2* обратной связи главного сервомотора. Конструктивно золотник *2* часто выполняется в виде конуса, изменяющего площадь сечения слива из импульсной линии.

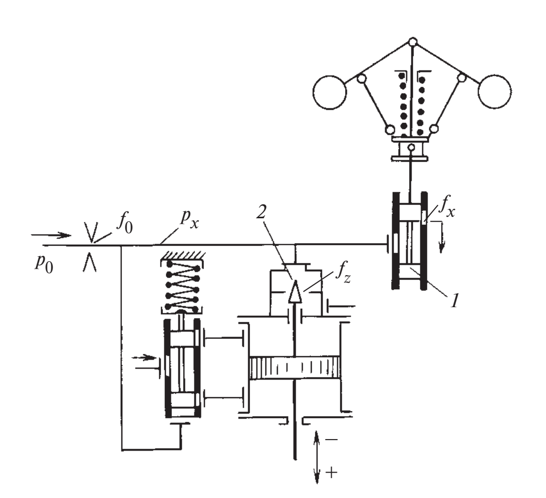


Рис. 2.9. Схема регулирования с постоянным давлением в импульсной линии:

1 — проточный золотник регулятора частоты вращения; *2* — золотник (конус) обратной связи

Сервомотор первой ступени усиления выполнен как одно целое с отсечным золотником, на нижний торец которого действует давление в импульсной линии, а верхний торец нагружен цилиндрической пружиной сжатия. Так как на всех установившихся режимах работы турбины отсечной золотник должен вернуться в среднее положение, в котором усилие пружины неизменно и равно R_0, то и давление масла в импульсной линии в статике постоянно и составляет

$$p_x = R_0/F, \qquad (2.9)$$

где F — площадь нижнего торца отсечного золотника.

Из уравнения неразрывности, составленного для расходов масла через импульсную линию, при одинаковых коэффициентах расхода получим

$$\frac{p_x}{p_0} = \frac{1}{1 + (f_x + f_z)^2 / f_0^2}\,. \qquad (2.10)$$

Для того чтобы давление p_x в импульсной линии на всех установившихся режимах оставалось постоянным, должна сохраняться также неизменной и площадь суммарного сечения слива $f_x + f_z$ или, что то же самое, в статике должно выполняться условие

$$\Delta f_z = -\Delta f_x. \qquad (2.11)$$

Последнее означает, что изменение площади сечения слива Δf_x в золотнике регулятора должно компенсироваться равным по значению и обратным по знаку изменением

площади сечения слива Δf_z, управляемого золотником обратной связи главного сервомотора.

Рассмотрим работу системы регулирования, например, при возрастании частоты вращения. Регулятор своим золотником *1* увеличит площадь сливного сечения f_x, что вызовет снижение давления p_x в импульсной линии. Равновесие отсечного золотника нарушится, и он опустится до нового равновесного положения при меньшем натяжении пружины. Смещение отсечного золотника из среднего положения вызовет движение поршня главного сервомотора вверх, прикрытие регулирующих клапанов и уменьшение пропуска пара в турбину. Новый установившийся режим работы турбины будет достигнут в том положении главного сервомотора, в котором его золотник обратной связи *2* уменьшит площадь сливного сечения f_z настолько, чтобы восстановилось первоначальное равновесное значение давления p_x в импульсной линии и отсечной золотник вернулся в среднее положение.

Из условия $f_x + f_z = \text{const}$ следует, что линейная зависимость между перемещениями поршня главного сервомотора и золотника регулятора частоты вращения достигается выполнением сливных окон прямоугольными.

К недостаткам схем регулирования, представленных на рис. 2.7 и 2.9, можно отнести применение механических пружин сжатия в промежуточных сервомоторах. Как бы тщательно не изготавливались и не устанавливались эти пружины, полностью избежать перекашивающего воздействия их на нагружаемые элементы не удается, что приводит к увеличению сил трения и нечувствительности, ухудшающей качество регулирования. Поэтому в системах с гидравлическими связями широко применяются гидравлические выключающие устройства, выполняющие те же функции, что и механические пружины, и поэтому часто называемые *гидравлическими пружинами*.

Принципиальная схема регулирования с гидравлическим самовыключением промежуточного сервомотора показана на рис. 2.10. Дифференциальный поршень промежуточного сервомотора выполнен как одно целое с отсечным золотником главного сервомотора. Масло, поступающее в импульсную линию через дроссель постоянного сечения f_0, сливается через три параллельно включенных сечения f_x, f_y и f_z, управляемые соответственно регулятором частоты вращения, конусом самовыключения промежуточного сервомотора и конусом обратной связи главного сервомотора. Все прямые и обратные связи в системе регулирования выполнены гидравлическими.

На нижнюю кольцевую площадку (F_0) дифференциального сервомотора действует давление p_0 напорного масла, а на верхнюю площадку (F_x) — давление в импульсной линии p_x. Из условия равновесия сервомотора, если пренебречь весом его поршня и выполненного заодно с ним отсечного золотника, найдем $p_x = p_0 F_0 / F_x$, откуда сле-

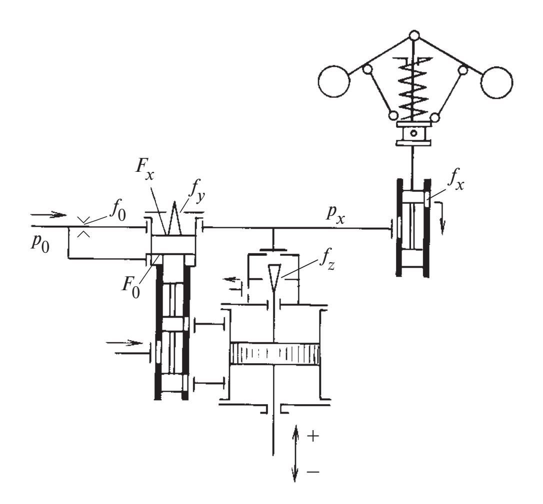


Рис. 2.10. Схема регулирования с гидравлическим самовыключением промежуточного сервомотора

дует, что при p_0 = const давление в импульсной линии p_x на всех установившихся режимах одинаково.

Из уравнения неразрывности, записанного для расхода масла через импульсную линию, получим

$$\frac{p_x}{p_0} = \frac{1}{1 + (f_x + f_y + f_z)^2 / f_0^2}, \quad (2.12)$$

следовательно, в статике $f_x + f_y + f_z$ = const. Поскольку на установившихся режимах отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, то площадь сечения f_y также постоянна, а значит, и $f_x + f_z$ = const или $\Delta f_z = -\Delta f_x$, что совпадает с соотношением, полученным для схемы, представленной на рис. 2.9.

Система регулирования работает следующим образом. С ростом частоты вращения золотник регулятора увеличивает площадь сливного сечения f_x. Давление в импульсной линии p_x падает, равновесие дифференциального сервомотора нарушается, и он перемещается вверх, конусом самовыключения уменьшая площадь сливного сечения f_y и восстанавливая давление p_x. Вместе с дифференциальным сервомотором вверх смещается и отсечной золотник главного сервомотора. Сервомотор, прикрывая регулирующие клапаны, движется вниз до тех пор, пока его обратная связь, изменяющая площадь сечения f_z и воздействующая через импульсную линию на дифференциальный сервомотор, не вернет отсечной золотник в среднее положение.

2.3. НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ

При построении развернутой статической характеристики регулирования (см. рис. 2.4) принималось, что все зависимости являются однозначными. В реальной системе регулирования это не выполняется. Статические характеристики некоторых ее элементов, полученные при нагружении и разгружении турбины, не совпадают, что свидетельствует о *нечувствительности* регулирования.

Основной вклад в появление нечувствительности вносят силы трения в регуляторе, передаточном механизме, сервомоторах, регулирующих клапанах и других элементах, люфты в шарнирных соединениях механической передачи, перекрыши на окнах отсечных золотников.

Рассмотрим показанное на рис. 2.11 построение статической характеристики регулирования при наличии нечувствительности в регуляторе и в передаточном механизме от регулятора к сервомотору.

Если конструкция регулятора частоты вращения такова, что в нем возникают заметные силы трения, то равновесные положения муфты регулятора теперь будут зависеть от того, в каком направлении она перемещалась: при возрастании или при снижении частоты вращения. Так как силы трения препятствуют движению, то в первом случае статическая характеристика регулятора лежит выше (кривая *аа*), а во втором — ниже (кривая *a′a′*) расчетной, полученной без учета сил трения. Это связано с тем, что, для того чтобы муфта регулятора начала двигаться из некоторого положения равновесия при частоте вращения n, последняя должна увеличиться до $n_в$ или уменьшиться до $n_н$. Кривые *аа* и *a′a′* ограничивают полосу шириной $\Delta n_р = n_в - n_н$, внутри которой положение муфты не определено, т.е. может быть любым.

Ширина полосы $\Delta n_р$ определяет зону нечувствительности регулятора, а отношение ее к номинальной частоте вращения

$$\varepsilon_р = \Delta n_р / n_0 \quad (2.13)$$

называется *степенью нечувствительности регулятора*.

Нечувствительность в передаточном механизме от регулятора к сервомотору возникает из-за люфтов в шарнирных соединениях передачи и сил трения в сер-

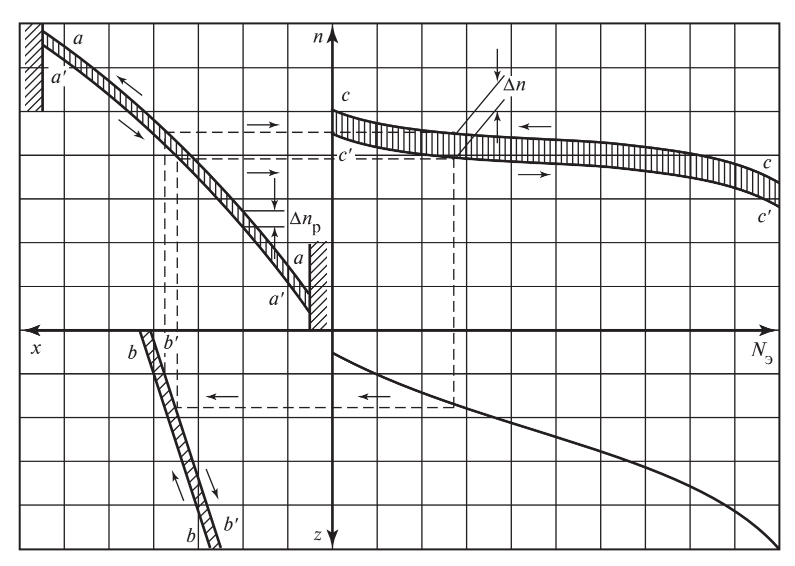


Рис. 2.11. Статическая характеристика регулирования при наличии нечувствительности

вомоторе и регулирующем клапане. Из-за нечувствительности зависимость $z = f(x)$ также оказывается неоднозначной, и на статической характеристике могут быть указаны верхняя и нижняя граничные линии $b'b'$ и bb, соответствующие увеличению и уменьшению нагрузки. Заштрихованная зона между ними представляет собой зону нечувствительности передаточного механизма.

Наличие нечувствительности регулятора и передаточного механизма приводит к тому, что собственно статическая характеристика регулирования частоты вращения турбины $n(N_э)$ оказывается неоднозначной. При ее построении, показанном на рис. 2.11, находятся граничные кривые cc и $c'c'$, зона между которыми определяет суммарную нечувствительность всей системы регулирования, характеризуемую *степенью нечувствительности по частоте вращения*

$$\varepsilon_n = \Delta n / n_0. \quad (2.14)$$

С ростом нечувствительности процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин непростую задачу. Одним из путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими. Поскольку степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования, она регламентируется ГОСТ 24278—89. Для турбин ТЭС мощностью свыше 150 МВт с гидравлическими системами регулирования степень нечувствительности не должна превышать 0,1 %, и лишь по согласованию между изготовителем и потребителем допускается ее увеличение до 0,3 %. В электрогидравлической системе регулирования с регулятором мощности должно быть обеспечено $\varepsilon_n \leq 0{,}06$ %.

В настоящее время при разработке новых систем регулирования турбин и модернизации существующих стоит задача снижения степени нечувствительности по крайней мере до 0,04 %.

2.4. МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ ТУРБИНОЙ

Частота электрического тока в энергосистеме в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) должна непрерывно поддерживаться на уровне (50 ± 0,2) Гц. Даже временно допускается отклонение частоты только в пределах ±0,4 Гц. В то же время степень неравномерности регулирования частоты вращения составляет 4—5 %, чему соответствует изменение частоты, равное 2—2,5 Гц, т.е. значительно больше допустимого. Кроме того, в широких пределах приходится изменять частоту вращения турбины на холостом ходу при синхронизации турбогенератора перед включением его в сеть, при испытаниях автомата безопасности турбины повышением частоты вращения ротора. Уже только поэтому ясно, что в системе регулирования турбины необходимо иметь устройство для изменения регулируемого параметра — частоты вращения — при работе турбины на холостом ходу и в изолированной сети. При работе в энергосистеме, когда частота вращения турбины определяется частотой сети, поддерживаемой всеми параллельно работающими турбоагрегатами, это устройство, получившее название *механизм управления турбиной* (МУТ), дает возможность изменять ее мощность.

Конструктивное выполнение МУТ весьма разнообразно и в значительной степени определяется решениями, положенными в основу самой системы регулирования. Тем не менее все МУТ работают по двум принципиальным схемам:

- с воздействием на регулятор;
- с воздействием на передаточный механизм.

Воздействие на регулятор проще всего может быть осуществлено с помощью *дополнительной пружины*. Эта пружина и приспособление для изменения ее натяжения и образуют МУТ (рис. 2.12). Центробежные силы грузов теперь уравновешиваются основной пружиной *1* регулятора и дополнительной пружиной *2* МУТ.

Допустим, что установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки *1* на развернутой статической характеристике регулирования, представленной на рис. 2.13. Пусть турбина работает в изолированной сети. Найдем, как изменится ее статическая характеристика, например, при увеличении натяжения дополнительной пружины.

При неизменной в первый момент частоте вращения равновесие регулятора нарушится, его муфта сдвинется вниз и сместит отсечной золотник из среднего положения. Сервомотор начнет приоткрывать регулирующие клапаны. Это приведет к росту частоты вращения, так как при работе в изолированной сети нагрузка турбины определяется потребителями и сохраняется практически неизменной. Если пренебречь изменением КПД турбины при малых отклонениях частоты вращения, то после завершения переходного процесса, вызванного воздействием на МУТ, регулирующие клапаны, а значит, и главный сер-

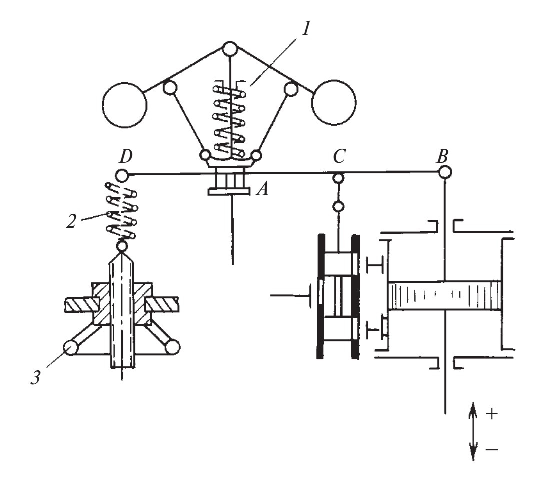


Рис. 2.12. Механизм управления турбиной с дополнительной пружиной:

1 — основная пружина регулятора; *2* — дополнительная пружина МУТ; *3* — устройство изменения натяжения пружины МУТ

вомотор сохранят свое первоначальное положение. Так как при всех установившихся режимах отсечной золотник находится в одном и том же среднем положении, то муфта регулятора тоже должна вернуться в исходное до воздействия на МУТ положение. Но при увеличении натяжения дополнительной пружины это возможно только в том случае, если возрастет частота вращения ротора. Новому равновесному режиму работы турбины будут соответствовать точки *2* на статической характеристике. Так как исходный режим был выбран произвольно, то можно сделать вывод, что увеличение натяжения дополнительной пружины МУТ приведет к смещению статической характеристики регулятора вверх. Настолько же сместится вверх и статическая характеристика регулирования частоты вращения в квадранте *I* диаграммы, приведенной на рис. 2.13, причем наклон ее, а значит, и степень неравномерности сохранятся практически неизменными.

Предположим теперь, что турбина работает в объединенной энергосистеме, мощность которой неизмеримо больше мощности турбины. В этом случае частота сети, поддерживаемая всеми параллельно работающими турбинами, остается практически постоянной и не зависит от изменения мощности данной турбины.

При увеличении натяжения дополнительной пружины равновесие регулятора нарушается, его муфта смещается вниз. Отсечной золотник отклоняется из среднего положения, вызывая движение главного сервомотора на открытие регулирующих клапанов до тех пор, пока обратная связь не вернет отсечной золотник в среднее положение. На новом равновесном режиме мощность турбины будет большей при неизменной частоте вращения (точки *3* на статической характеристике).

В заключение еще раз отметим два обстоятельства:

- воздействие на МУТ приводит к смещению статической характеристики регулирования при сохранении ее наклона;
- то воздействие на МУТ, которое при работе турбины в изолированной сети вызывает повышение частоты вращения, при работе в объединенной энергосистеме приводит к увеличению мощности.

Одна из широко распространенных конструкций МУТ с воздействием на передаточный механизм показана на рис. 2.14 и представляет собой механизм перемещения

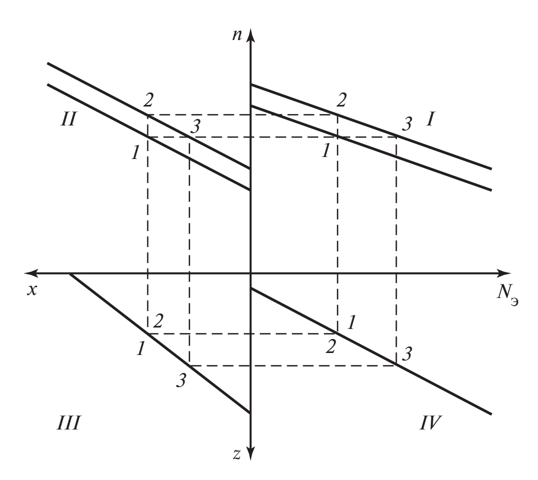


Рис. 2.13. Смещение статической характеристики регулирования при воздействии на МУТ с дополнительной пружиной

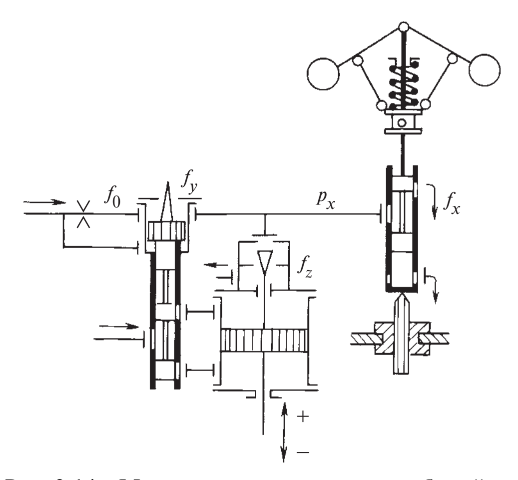


Рис. 2.14. Механизм управления турбиной с подвижной буксой золотника регулятора частоты вращения

буксы золотника регулятора частоты вращения.

Рассмотрим статическую характеристику регулирования при воздействии на МУТ с подвижной буксой. Пусть некоторому установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки *1* на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 2.15). Сместим буксу золотника регулятора, например, вверх. Если турбина работает в изолированной сети, ее мощность, а значит, положение главного сервомотора и площадь сечения слива обратной связи f_z останутся практически неизменными, т.е. $\Delta f_z = 0$. Но так как в этой схеме регулирования в статике выполняется условие $\Delta f_x = -\Delta f_z$, то $\Delta f_x = 0$. Таким образом, новый установившийся режим (точки *2* на статической характеристике) соответствует восстановлению взаимного положения золотника регулятора и его подвижной буксы, перемещаемой МУТ, что будет достигнуто при новой большей частоте вращения.

Если турбина работает в объединенной энергосистеме, это же воздействие на МУТ приведет к возрастанию мощности турбины при неизменной частоте вращения (режим, соответствующий точкам *3*), поскольку из условия $\Delta f_z = -\Delta f_x$ следует, что

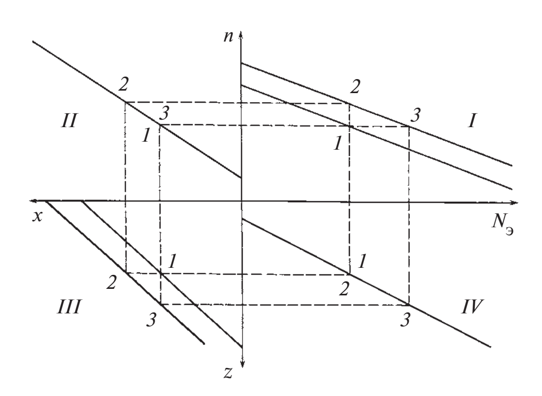


Рис. 2.15. Смещение статической характеристики регулирования при воздействии на МУТ с подвижной буксой

уменьшенная площадь сечения слива f_x в регуляторе должна быть скомпенсирована равным по абсолютному значению увеличением площади сечения слива f_z обратной связи сервомотора при движении его в сторону открытия регулирующих клапанов.

Таким образом, в обоих рассмотренных случаях воздействие на МУТ приводит к смещению характеристики передаточного механизма (квадрант *III*), что, в свою очередь, вызывает смещение статической характеристики регулирования в квадранте *I*.

Как приспособление для изменения частоты вращения МУТ используется при выполнении ответственной операции — синхронизации генератора при включении его в энергосистему. С этим связано другое, в прошлом даже более распространенное, наименование этого устройства — *синхронизатор.*

При синхронизации перед включением генератора в сеть должны быть выполнены три *условия синхронизма* [3]:

- частота вращения генератора должна быть выравнена с частотой вращения эквивалентного генератора энергосистемы ($n_г \approx n_с$);
- напряжение на шинах генератора должно быть выравнено с напряжением в энергосистеме ($U_г \approx U_с$);
- относительный угол сдвига ротора генератора по отношению к эквивалентному генератору энергосистемы в момент замыкания контактов выключателя, связывающего генератор с энергосистемой, должен быть близок к нулю ($\theta = \theta_г - \theta_с \approx 0$).

Наименее опасно невыполнение второго условия. При $U_г \neq U_с$, $n_г = n_с$, $\theta = 0$ возникнет реактивный уравнительный ток, вызывающий снижение напряжения на близлежащих участках энергосистемы, но не оказывающий механического воздействия на оборудование.

При включении генератора, вращающегося несинхронно с эквивалентным генератором энергосистемы, например, при $n_г > n_с$,

$U_г = U_с$, $\theta = 0$ за счет избыточной кинетической энергии ротор генератора начнет опережать ротор эквивалентного генератора энергосистемы. Несмотря на торможение включаемого генератора взятой им активной нагрузкой, угол сдвига роторов может возрасти настолько, что возникнет асинхронный режим.

Включение генератора с расхождением векторов напряжения по углу, т.е. при $\theta \neq 0$, $n_г = n_с$, $U_г = U_с$, приводит к появлению активной составляющей уравнительного тока. Вызываемые ею механические усилия могут привести к повреждению оборудования. Чтобы исключить возможность ошибочного включения генератора при недопустимо большом угле θ, цепь контактора включения выключателя подсоединяется через контакт реле контроля синхронизма, который замкнут только в пределах установленного достаточно малого значения угла θ.

Синхронизация генератора может осуществляться вручную оператором или автоматически. *Автоматический синхронизатор* включает в себя:

- *реле контроля напряжения*, которое запрещает подачу команды на включение выключателя при недопустимо большой разности напряжений генератора и сети;
- *уравнитель напряжения генератора и сети*, который воздействует через автоматический регулятор возбуждения на возбудитель генератора;
- *реле контроля скольжения*, которое запрещает подачу команды на включение выключателя при недопустимо большом скольжении, т.е. разности частот генератора и сети;
- *уравнитель частот*, который воздействует на реверсивный электродвигатель МУТ в целях уменьшения скольжения изменением частоты вращения включаемого генератора;
- *реле опережения*, которое определяет момент подачи команды на включение выключателя синхронизируемого генератора;
- *логическую схему*, которая обеспечивает подачу команды на включение выключателя только при соблюдении всех условий синхронизма.

При включении генератора методом точной синхронизации необходимо затратить время на выравнивание частот и напряжений, на улавливание момента подачи команды на включение выключателя. При аварийном дефиците активной мощности в энергосистеме, когда требуется быстрая мобилизация ее резервов, для сокращения времени включения генератора используется *метод самосинхронизации*. Подняв частоту вращения почти до синхронной, при малом скольжении невозбужденный генератор включают в сеть. После подачи возбуждения генератор втягивается в синхронизм.

Предельные положения статической характеристики регулирования определяются техническими условиями, задающими минимальное значение частоты сети ($n_{мин}$), при котором можно синхронизировать и включить генератор в энергосистему, и максимальное значение частоты ($n_{макс}$), при котором можно нагрузить генератор до номинальной мощности (рис. 2.16). Если

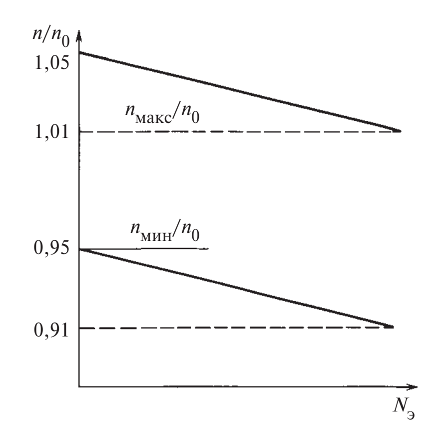


Рис. 2.16. Предельные положения статической характеристики регулирования

принять $n_{мин} = 0{,}95n_0$ и $n_{макс} = 1{,}01n_0$, то при степени неравномерности $\delta = 0{,}04$ диапазон изменения частоты вращения турбины на холостом ходу с помощью МУТ составит $\zeta = (n_{макс} - n_{мин} + \delta n_0)/n_0 = 0{,}10$.

Возможность синхронизации генератора при пониженной частоте позволяет мобилизовать резервы активной мощности в энергосистеме при аварийном падении частоты. Возможность нагрузить турбину до номинальной мощности при повышенной частоте важна не столько для реализации этого режима работы, сколько для того, чтобы можно было принять максимально допустимую нагрузку при номинальной частоте или номинальную мощность при параметрах пара, отличающихся от расчетных (пониженных параметрах свежего пара, повышенном давлении в конденсаторе или противодавлении).

Современные центробежные регуляторы частоты вращения являются *всережимными.* Возможность управлять турбиной от начала вращения ротора и до уровня настройки автомата безопасности особенно важна при пуске турбины.

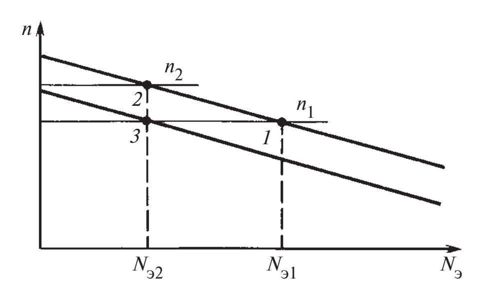


Рис. 2.17. Поддержание постоянного значения регулируемого параметра смещением статической характеристики

2.5. СТАТИЧЕСКОЕ И АСТАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Рассмотренные в § 2.2 принципиальные схемы регулирования обладают одним общим свойством: с их помощью осуществляется *статическое регулирование.* Это означает, что при работе турбины в изолированной сети изменение нагрузки приводит к отклонению частоты вращения в пределах неравномерности. Изменение регулируемого параметра можно свести к нулю смещением статической характеристики, воздействуя на МУТ (рис. 2.17). Механизм, который осуществляет эту операцию автоматически, называют *изодромным устройством* или просто *изодромом.* В схемах *изодромного*, или *астатического*, *регулирования* после завершения переходного процесса регулируемый параметр восстанавливает исходное значение.

Одна из возможных принципиальных схем изодромного регулирования представлена на рис. 2.18. Она получена из схемы, приведенной на рис. 2.5, изменением механизма обратной связи главного сервомотора со своим золотником: правый конец рычага *AB* теперь связан со штоком сервомотора не непосредственно, а через *катаракт.* Последний представляет собой цилиндр с поршнем, причем полости под поршнем и над ним соединены между собой линией, на которой установлен дроссель с малой площадью проходного сечения. Поршень катаракта соединен с правым концом рычага обратной связи, укреплен-

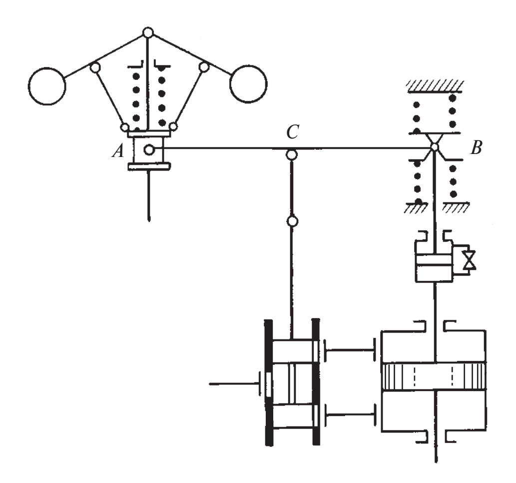


Рис. 2.18. Схема изодромного регулирования

ным между двумя пружинами, а цилиндр связан с поршнем главного сервомотора.

При полностью закрытом дросселе полости катаракта будут разобщены. Если пренебречь перетечками из одной полости в другую через зазор между поршнем и цилиндром, несжимаемость масла сделает обратную связь жесткой и рассматриваемая схема ничем не будет отличаться от схемы, представленной на рис. 2.5.

Предположим теперь, что дроссель частично открыт и представляет большое сопротивление перетоку масла из одной полости катаракта в другую. При работе турбины в изолированной сети уменьшение нагрузки потребителей приведет к росту частоты вращения. На первом этапе переходного процесса из-за большого гидравлического сопротивления дросселя обратная связь действует почти как жесткая. Поршень главного сервомотора, перемещаясь вниз вместе с катарактом, меняет натяжение пружин, равнодействующая усилий которых направлена в сторону, противоположную смещению поршня сервомотора.

Под действием пружин поршень катаракта начнет перемещаться в цилиндре, вытесняя масло из одной его полости в другую до тех пор, пока равнодействующая усилий обеих пружин не станет равной нулю. Если трение в катаракте пренебрежимо мало, точка *B* рычага вернется при этом в исходное положение. Так как на всех установившихся режимах отсечной золотник занимает среднее положение, то и вторая точка рычага *AB* — точка *C* — вернется в первоначальное положение, что возможно только в том случае, если в прежнее положение вернется муфта регулятора частоты вращения. Последнее означает, что частота вращения восстановится на исходном уровне с точностью, определяемой нечувствительностью регулирования.

Таким образом, на начальном этапе переходного процесса система регулирования с изодромным устройством действует как обычная система с жесткой обратной связью и со степенью неравномерности $\delta_д$, которую называют *временной* или *динамической.* Как показано на рис. 2.17, при изменении нагрузки от $N_{э1}$ до $N_{э2}$ частота вращения увеличится с n_1 (точка *1*) до n_2 (точка *2*).

На втором этапе переходного процесса изодромное устройство небольшим дополнительным прикрытием главного сервомотора постепенно снизит частоту вращения с n_2 до n_1. На рис. 2.17 этому соответствует постепенное смещение статической характеристики вниз до тех пор, пока она не пересечет линию n_1 = const при $N_э = N_{э2}$ (точка *3*). Так как на установившихся режимах работы обеспечивается $n = n_1$ = const, то степень неравномерности $\delta_с$, называемая *остаточной* или *статической*, у такой системы регулирования оказывается равной нулю.

Можно построить систему изодромного регулирования, которая будет иметь конечную степень статической неравномерности $0 < \delta_с < \delta_д$.

2.6. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

При параллельной работе турбогенераторов в общей электрической сети частота вращения всех агрегатов одинакова (при условии, что все они имеют одинаковую номинальную частоту вращения n_0) и равна частоте электрического тока в сети, которая, в свою очередь, определяется совместной работой систем регулирования всех параллельно работающих турбин. При изменении нагрузки сети распределение ее между турбинами зависит от их статических характеристик.

Рассмотрим параллельную работу двух турбин с прямолинейными статическими характеристиками, представленными на рис. 2.19. Пусть частота вращения, одинаковая для обеих турбин, равна *n*, а их

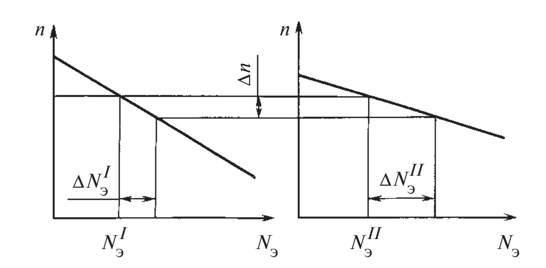


Рис. 2.19. Распределение изменений нагрузки сети между параллельно работающими турбинами

нагрузки соответственно составляют $N_э^I$ и $N_э^{II}$. Если нагрузка сети $N_с = N_э^I + N_э^{II}$ возрастет на $\Delta N_с$ и превысит генерируемую активную мощность, то разность мощностей будет покрываться за счет изменения кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. Частота сети снизится на $\Delta f = \Delta n$, причем ее падение будет продолжаться до тех пор, пока все изменение нагрузки сети $\Delta N_с$ не распределится между параллельно работающими турбинами:

$$\Delta N_с = \Delta N_э^I + \Delta N_э^{II}. \qquad (2.15)$$

При прямолинейных статических характеристиках распределение нагрузок между параллельно работающими агрегатами может быть найдено аналитически. Принимая во внимание, что для обеих турбин Δn одинаково, получаем

$$\frac{\Delta N_э^I \delta^I}{N_{э.ном}^I} = \frac{\Delta N_э^{II} \delta^{II}}{N_{э.ном}^{II}}. \qquad (2.16)$$

Решая систему уравнений (2.15) и (2.16), находим приращение мощности одной из турбин:

$$\Delta N_э^I = \Delta N_с \Bigg/ \left(1 + \frac{N_{э.ном}^{II}}{N_{э.ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^{II}}\right). \qquad (2.17)$$

Как следует из соотношения (2.17) и рис. 2.19, колебания нагрузки сети сильнее отражаются на нагрузке той турбины, которая имеет более пологую статическую характеристику, т.е. меньшую степень неравномерности δ.

Если при неизменной нагрузке сети воздействием на МУТ сместить характеристику одной из турбин вверх (рис. 2.20), то это вызовет повышение частоты вращения обеих турбин и перераспределение нагрузки сети между ними: нагрузка одной из турбин возрастет, а другой — снизится. Повышение частоты сети $\Delta f = \Delta n$ при любой форме статических характеристик найдется из условия $\Delta N_э^I + \Delta N_э^{II} = 0$.

Для того чтобы при перераспределении нагрузки между параллельно работающими турбинами частота сети оставалась неизменной, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в противоположных направлениях (рис. 2.21).

Как следует из (2.17), если для некоторой турбины $\delta^I = 0$ (астатическое регулиро-

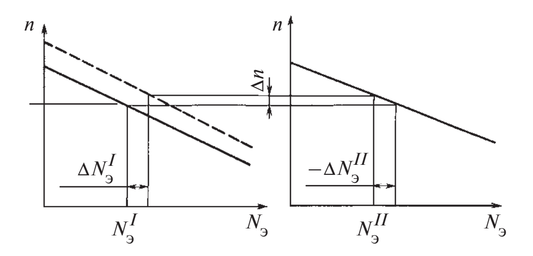


Рис. 2.20. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами воздействием на МУТ одной из них

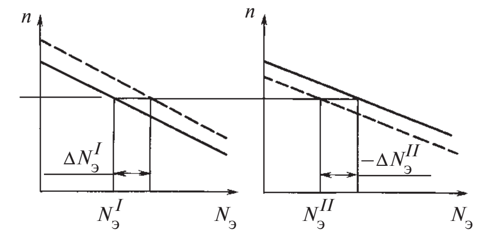


Рис. 2.21. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами с сохранением неизменной частоты сети

вание частоты вращения), то $\Delta N_э^I = \Delta N_с$, т.е. все изменение нагрузки сети воспринимается этой турбиной, причем частота сети остается неизменной. Если несколько турбин имеют астатические характеристики, то распределение нагрузки между ними будет неопределенным и возможны ее качания. Именно поэтому для параллельно работающих агрегатов применяется статическое регулирование.

Некоторая неопределенность в распределении нагрузок между параллельно работающими турбинами может быть обусловлена нечувствительностью их систем регулирования (рис. 2.22), так как при данной частоте в энергосистеме нагрузка турбины может устанавливаться произвольно в диапазоне

$$\Delta N_э = \frac{N_{э.ном}}{\delta} \varepsilon_n . \qquad (2.18)$$

Для турбины мощностью 500 МВт при $\delta = 0{,}04$ и $\varepsilon_n = 0{,}002$ неопределенность нагрузки составит $\Delta N_э = 25$ МВт.

Нечувствительность систем регулирования турбин приводит также к тому, что часть из них не участвует в регулировании частоты.

При параллельной работе не двух, а m турбин при изменении нагрузки сети $\Delta N_с$

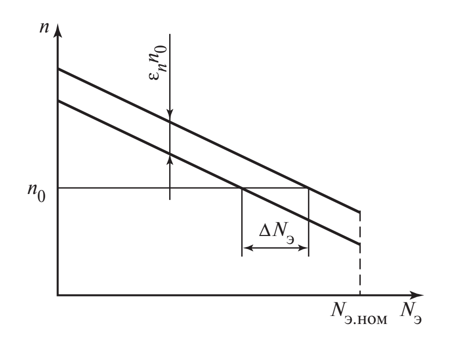


Рис. 2.22. Неопределенность распределения нагрузок между параллельно работающими турбинами из-за нечувствительности их систем регулирования

мощность произвольно выбранной турбины изменится на величину

$$\Delta N_э^I = \Delta N_с \Big/ \left(1 + \sum_{i=2}^{m} \frac{N_{э.ном}^i}{N_{э.ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^i}\right) . \qquad (2.19)$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети $\Delta N_с$ сразу после их возникновения, т.е. участие в *общем первичном регулировании частоты сети,* обеспечивает небольшие отклонения частоты сети и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

Стабильность частоты обеспечивается *нормированным первичным регулированием,* которое осуществляется электростанциями, выделенными для этой цели в энергосистемах. На них создается и постоянно поддерживается необходимый резерв мощности (нормальный и аварийный) на загрузку и разгрузку турбоагрегатов.

Нормальный резерв должен быть достаточен для удержания частоты в пределах (50 ± 0,2) Гц, вызванных нерегулярными колебаниями баланса мощности в Единой энергосистеме (ЕЭС).

Аварийный резерв создается в объеме, необходимом для сохранения частоты в диапазоне (50 ± 0,4) Гц при наибольшем расчетном небалансе мощности:

- из-за аварийных отключений мощного энергетического оборудования, линии электропередачи, крупного узла энергопотребления;
- из-за срабатывания противоаварийной автоматики, действующей на разгрузку электростанций и др.

Персонал, технологическая автоматика энергоблока и режимы его работы не должны препятствовать первичному регулированию, за исключением случаев неисправности оборудования, опасности его повреждения или аварийного останова. Не допускаются:

- работа регуляторов давления «до себя»;

- применение регуляторов мощности без частотных корректоров или имеющих зону нечувствительности, бóльшую, чем у регуляторов частоты вращения турбин;
- режимы скользящего давления с полностью открытыми регулирующими клапанами турбин;
- отключение устройств автоматического регулирования паропроизводительности котлов.

По этой же причине ПТЭ допускается эксплуатация турбины с введенным *ограничителем мощности* временно и только в тех случаях, когда это требуется из-за механического состояния турбоустановки. На рис. 2.23 показаны статические характеристики двух параллельно работающих турбин, на одной из которых введен ограничитель мощности, исключающий подъем регулирующих клапанов турбины выше установленного предела. Нетрудно видеть, что эта турбина почти не участвует в покрытии дефицита мощности в энергосистеме. Это представляет особую опасность при аварийном снижении частоты, но и при нормальных режимах работа многих турбин с введенными ограничителями мощности приводит к росту колебаний частоты в энергосистеме. Поэтому нагрузка турбины должна быть ниже уставки ограничителя мощности не менее чем на 5 %.

Для компенсации возникшего небаланса мощности, восстановления частоты и потраченных резервов первичного регулирования предназначено *вторичное регулирование частоты* (*режима*). Действуя в более

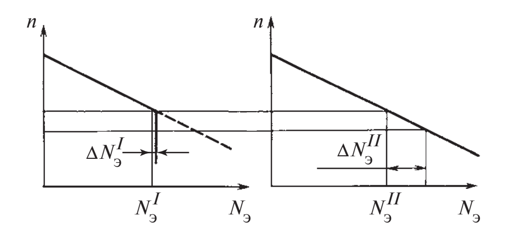


Рис. 2.23. Параллельная работа турбин при введенном ограничителе мощности на одной из них

медленном темпе, чем первичное регулирование, оно обеспечивает астатическое (с нулевой ошибкой) поддержание частоты и обменной мощности.

Вторичный резерв мощности ЕЭС в настоящее время размещен на двух Волжских ГЭС, хотя использование его в период паводка связано с ограничениями водного режима. Вторичное регулирование может осуществляться диспетчером или, как сейчас в ЕЭС, системой автоматического регулирования частоты и перетоков мощности (АРЧМ). Регулирование должно начинаться не позднее чем через 30 с и заканчиваться не позднее чем через 15 мин после возникновения небаланса мощности.

Для восстановления потраченных резервов вторичного регулирования, возвращения в середину его диапазона и для оптимизации режима ЕЭС оперативной коррекцией диспетчерских графиков применяется *третичное регулирование.* В качестве резерва мощности третичного регулирования могут быть использованы:

- пуск-остановов резервных гидроагрегатов ГЭС;
- пуск-остановов, перевод в генераторный или насосный режим агрегатов ГАЭС;
- эпизодическая загрузка (разгрузка) газомазутных блоков ТЭС.

Согласованное действие первичного, вторичного и третичного регулирования обеспечивает поддержание нормальных условий эксплуатации ЕЭС, под которыми в настоящее время понимается ее режим работы:

- при отклонениях частоты от номинального значения, не превышающих ±0,05 Гц (в течение 95 % времени суток) и ±0,2 Гц (кратковременно);
- при загрузке транзитных сетей, не выходящей за пределы максимально допустимых перетоков;
- при наличии необходимых первичных и вторичных резервов мощности.

2.7. РАЦИОНАЛЬНАЯ ФОРМА СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

То обстоятельство, что изменения нагрузки энергосистемы по-разному воспринимаются турбинами в зависимости от наклона их статических характеристик регулирования, может быть использовано для выбора рациональной формы статической характеристики.

В энергосистемах работают турбоагрегаты разной экономичности. Очевидно целесообразно, чтобы агрегаты, предназначенные для работы в базисной части графика нагрузки (наиболее экономичные турбинные установки ТЭС, энергоблоки АЭС), имели повышенную степень неравномерности регулирования. В этом случае их нагрузка в меньшей степени реагирует на колебания частоты сети. Менее экономичные агрегаты, участвующие в покрытии переменной части графика нагрузки, должны быть более восприимчивыми к ее изменениям, что может быть достигнуто выполнением их статических характеристик более пологими.

Следует, однако, заметить, что указанное деление агрегатов на базовые и пиковые носит довольно условный характер и меняется со временем. Поэтому для всех турбин стандартом и ПТЭ устанавливается узкий диапазон изменения степени неравномерности: $\delta = 0{,}04\ldots0{,}05$. Тем не менее в современных электрогидравлических системах регулирования мощных паровых турбин имеется возможность оперативно изменять степень неравномерности регулирования в пределах $\delta = 0{,}03\ldots0{,}10$.

Под рациональной статической характеристикой регулирования в настоящее время часто понимают характеристику, имеющую участки разной крутизны, которая характеризуется *местной степенью неравномерности*

$$\delta_* = -\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}N_э}\,\frac{N_{э.ном}}{n_0}. \qquad (2.20)$$

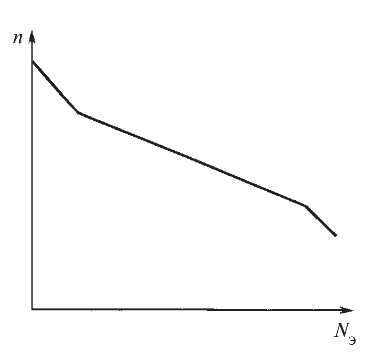


Рис. 2.24. Рациональная форма статической характеристики регулирования

Повышенная местная степень неравномерности обычно выбирается при малых нагрузках в области холостого хода и при больших нагрузках, близких к номинальной, в области наиболее экономичных режимов работы (рис. 2.24). Но если при $N_э \le 0{,}15N_{э.ном}$ местная степень неравномерности не регламентируется, то при $N_э \ge 0{,}9N_{э.ном}$ она не должна превышать среднее значение более чем в 3 раза. Кроме того, согласно стандарту на всех нагрузках должно быть обеспечено $\delta_* \ge 0{,}02$, что продиктовано необходимостью исключить очень пологие участки статической характеристики, на которых теряется устойчивость.

Некоторые заводы и сегодня предпочитают выполнять статическую характеристику регулирования турбин прямолинейной, т.е. с $\delta_* = \mathrm{const}$, обеспечивая устойчивую работу турбины на всех режимах и не внося дополнительных трудностей в изготовление и наладку системы регулирования.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. О чем свидетельствует постоянство частоты тока в энергосистеме?
2. Как частота тока связана с частотой вращения приводимого турбиной синхронного генератора?
3. Какова одна из основных задач регулирования конденсационной паровой турбины?

4. Какое свойство турбоагрегата называется саморегулированием?
5. Почему одного лишь саморегулирования недостаточно для управления турбиной при изменении нагрузки?
6. Почему регулирование по нагрузке (возмущению) и/или по угловому ускорению ротора не может обеспечить поддержания заданного значения частоты вращения турбины?
7. На каком фундаментальном принципе построены все системы регулирования частоты вращения турбин?
8. Чем перемещается регулирующий клапан турбины в схеме прямого регулирования?
9. В каких координатах строится развернутая статическая характеристика регулирования частоты вращения турбины?
10. В чем состоит различие неравномерности и степени неравномерности регулирования частоты вращения турбины?
11. Каков допустимый по ГОСТ диапазон возможных значений степени неравномерности частоты вращения и чем обусловлен выбор его границ?
12. Чем вызван переход к системам непрямого регулирования турбин?
13. Зачем в схемах непрямого регулирования применяется обратная связь сервомотора со своим отсечным золотником?
14. Почему в системах регулирования турбин применяется несколько (две и более) ступеней усиления сигнала?
15. Каковы недостатки рычажных связей в системах регулирования турбин?
16. Почему нежелательно применение механических пружин в промежуточных сервомоторах САР турбин?
17. Как проявляется нечувствительность регулирования в статических характеристиках звеньев и САР в целом?
18. Каковы основные причины возникновения нечувствительности в САР турбин?
19. В чем заключается негативное влияние нечувствительности в САР турбин?
20. Каково назначение механизма управления турбиной?
21. К чему приводит воздействие на МУТ при работе турбины в изолированной сети или на холостом ходу до включения генератора в сеть?
22. То же при работе турбины в энергосистеме?
23. Почему МУТ раньше (а иногда и в настоящее время) назывался синхронизатором?
24. Какие условия должны быть выполнены при включении генератора в сеть?
25. Чем различаются методы точной синхронизации и самосинхронизации?
26. Чем определяются предельные положения статической характеристики регулирования частоты вращения?
27. Чем отличается остаточная (статическая) степень неравномерности изодромной системы регулирования от временной (динамической)?
28. Каким образом изменение нагрузки энергосистемы автоматически распределяется между параллельно работающими турбоагрегатами?
29. Как можно перераспределить нагрузку между параллельно работающими турбоагрегатами без изменения частоты сети?
30. Почему нечувствительность систем регулирования турбин приводит к некоторой неопределенности в распределении нагрузки между ними?
31. Чем обусловлено требование, чтобы все параллельно работающие турбины принимали участие в общем первичном регулировании частоты?
32. С какой целью вводится нормированное первичное регулирование частоты?
33. Почему эксплуатация турбины с введенным ограничителем мощности допускается временно и только в тех случаях, когда это требуется по условию механического состояния оборудования турбоустановки?
34. С чем связано требование, чтобы нагрузка турбины была ниже уставки введенного ограничителя мощности не менее чем на 5 %?
35. Для чего предназначено вторичное регулирование частоты (режима)?
36. С какой целью применяется третичное регулирование частоты и что используется в качестве его резерва мощности?
37. Как определить местную степень неравномерности регулирования частоты вращения и что она характеризует?
38. Почему местная степень неравномерности регулирования не должна быть менее 2 %?

Глава третья

ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

3.1. РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ ТУРБИНЫ

3.1.1. Регулирующие клапаны

Регулирующие клапаны предназначены для изменения пропуска пара в турбину в целях изменения частоты вращения (при пуске, сбросе нагрузки и др.) или мощности турбины при переменной нагрузке генератора.

При разработке конструкции клапана необходимо удовлетворить ряд требований:

- клапан и его привод должны обеспечить необходимую зависимость площади проходного сечения клапана от хода поршня сервомотора;
- потери давления в полностью открытом клапане должны быть невелики, так как они существенно снижают экономичность турбины;
- паровые усилия, действующие на клапан, должны быть умеренными, чтобы не пришлось чрезмерно увеличивать мощность сервомотора;
- закрытый клапан должен почти полностью прекратить доступ пара в турбину;
- течение пара в клапане не должно вызывать появления в его подвижных частях больших динамических нагрузок;
- должна быть исключена возможность самопроизвольного изменения проходного сечения клапана.

Рассмотрим некоторые наиболее характерные конструкции регулирующих клапанов.

Простейшим является *тарельчатый клапан*, представленный на рис. 3.1. Клапаны такого типа применялись в турбинах малой мощности при умеренных параметрах свежего пара, но в настоящее время наметилась тенденция к их использованию в мощных турбинах.

Площадь проходного сечения клапана, в котором дросселируется пар, составляет

$$F = \pi d_1 h. \qquad (3.1)$$

При большом открытии клапана площадь наименьшего сечения для прохода пара становится равной

$$F_0 = \pi d_2^2 / 4 . \qquad (3.2)$$

Приравняв эти две площади, найдем наибольшую высоту подъема клапана, при которой он эффективно регулирует пропуск пара. Если пренебречь различием диаметров d_1 и d_2, т.е. принять $d_1 = d_2 = d$, то получим

$$h_{\text{макс}} = d/4. \qquad (3.3)$$

На рис. 3.2 сплошной линией показана зависимость эквивалентной по гидравлическому сопротивлению площади сечения клапана F от высоты его подъема h. Вначале площадь сечения возрастает пропор-

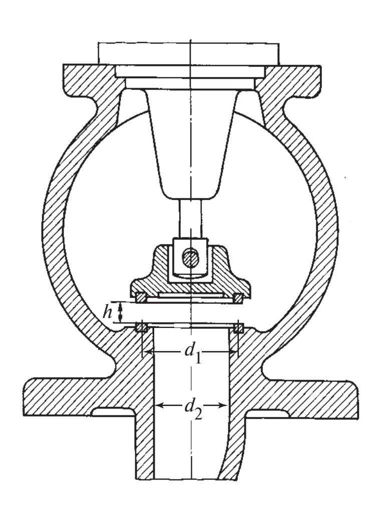


Рис. 3.1. Тарельчатый клапан

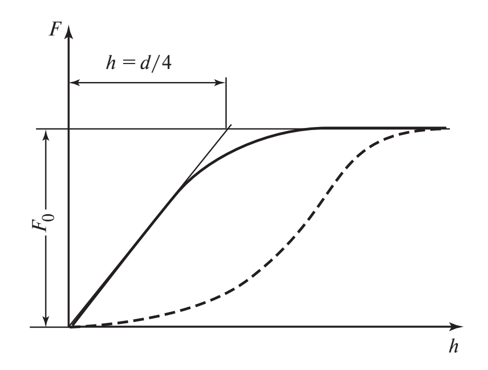


Рис. 3.2. Зависимость эквивалентной площади проходного сечения тарельчатого клапана от высоты его подъема

ционально высоте подъема клапана. При больших открытиях линейность характеристики нарушается. При высоте подъема, несколько превышающей $h = d/4$, площадь эквивалентного сечения клапана приближается к F_0.

Во многих случаях возникает необходимость изменить показанную на рис. 3.2 зависимость $F(h)$. Это может быть достигнуто профилированием тела клапана, выполнением его с *дроссельным конусом* (рис. 3.3). По мере подъема клапана площадь кольцевого проходного сечения F между конусом и седлом постепенно увеличивается, обеспечивая требуемую зависимость $F(h)$, как показано на рис. 3.2 штриховой линией.

Для клапана с дроссельным конусом высота полного подъема клапана не должна быть менее

$$h_{\text{макс}} = d/4 + h_{\text{к}}, \qquad (3.4)$$

где $h_{\text{к}}$ — высота дроссельного конуса.

Основной недостаток тарельчатого клапана — высокое сопротивление при сравнительно низких (50—60 м/с) скоростях пара.

С ростом мощности турбин на смену тарельчатому пришел *шаровой клапан* (рис. 3.4). Совместно с входным участком диффузорного седла образуется некоторое подобие клапанного канала. Клапан прост по конструкции, обеспечивает необходимую герметичность в закрытом состоянии, имеет относительно низкое сопротивление (около $0{,}05\,p_0$) при скоростях 90—110 м/с. Его недостаток — из-за нестационарного срыва потока со сферической поверхности клапана возникают достаточно высокие динамические нагрузки, действующие на штоки и снижающие надежность клапана.

Торцевая выемка (показана штриховой линией на рис. 3.4) зафиксировала положение отрывной зоны и обеспечила сравнительно стабильное течение пара при большинстве режимов работы турбины. Оставшийся шаровой пояс позволил сохранить сопротивление на уровне сопротивления для чисто шаровых клапанов, но пуль-

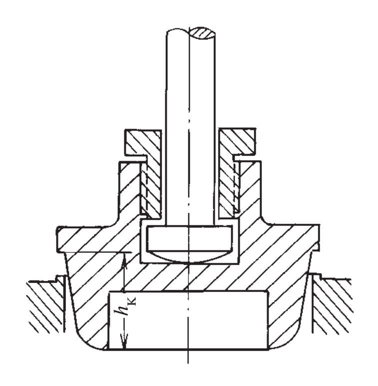


Рис. 3.3. Клапан с дроссельным конусом

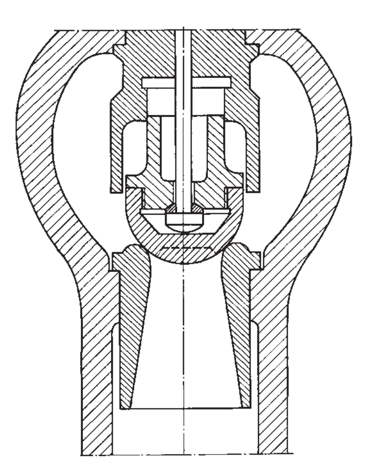


Рис. 3.4. Шаровой клапан

сации давления под торцевой частью клапана не сняли проблему динамической надежности.

Недостатком односедельного клапана является большое паровое усилие, которое надо преодолеть для отрыва клапана от седла. Его можно снизить, если уменьшить диаметр клапана и одновременно увеличить число клапанов на турбине, но это усложняет систему парораспределения. Можно пойти другим путем — поднять скорость пара, протекающего через полностью открытый клапан. Чтобы это не привело к существенному ухудшению экономичности турбины, клапану и седлу придают аэродинамически совершенную форму (рис. 3.5). Часть кинетической энергии потока пара, протекающего через полностью открытый клапан, удается восстановить в диффузорной части седла.

Наиболее радикальным решением проблемы снижения паровых усилий, действующих на регулирующие клапаны, является применение *двухседельных клапанов*, одна из конструкций которых представлена на рис. 3.6. Направление потока пара в клапане показано стрелками. Эффективное уравновешивание паровых усилий, действующих на клапан, здесь достигается тем, что диаметр d_1 верхнего седла лишь незначительно превышает диаметр d_2 нижнего (без этого клапан нельзя было бы вынуть из паровой коробки). Диаметр нижнего седла, через которое протекает весь пар, определяется по уравнению неразрывности. Поскольку из-за худшей аэродинамической формы двухседельного клапана при равных потерях в нем приходится принимать меньшие скорости пара, диаметр двухседельного клапана рассматриваемой конструкции оказывается даже немного больше, чем у эквивалентного односедельного клапана.

Диаметр двухседельного клапана можно уменьшить, если пар в нем подводить независимо к нижнему и верхнему седлам (рис. 3.7). Так как через каждое седло теперь проходит только половинный расход пара, то при равных скоростях пара диаметр клапана может быть уменьшен по сравнению с диаметром клапана, показанного на рис. 3.6.

Наряду с указанным достоинством двухседельных клапанов они обладают очень существенным недостатком: сделать их достаточно плотными трудно, а при высоких начальных параметрах пара прак-

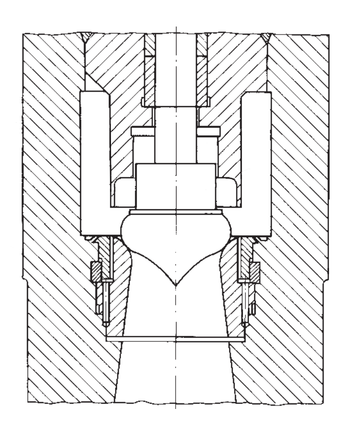


Рис. 3.5. Обтекаемый односедельный клапан

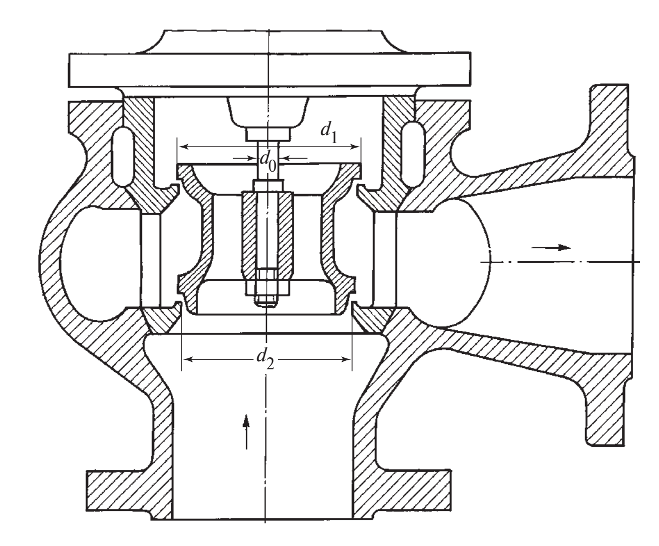


Рис. 3.6. Двухседельный клапан

тически невозможно. Притирка кромок клапана к седлам не решает задачу. Это можно сделать в холодном состоянии клапана, а работает он при высоких параметрах пара. Тепловое расширение более прогретого клапана превышает расширение клапанной коробки, и в горячем состоянии клапан оказывается неплотным по одной из кромок. Неплотность клапана может быть отчасти обусловлена деформацией клапанной коробки под действием высокого давления пара. Утечки пара через полностью закрытый двухседельный клапан могут быть настолько значительными, что турбина разгоняется до срабатывания автомата безопасности. При этом не выполняется требование ПТЭ, чтобы при полном закрытии только регулирующих клапанов (стопорные клапаны остаются открытыми) установившаяся частота вращения ротора турбины при номинальных параметрах свежего пара и противодавлении (вакууме) не превышала 50 % номинального значения.

Из-за невозможности обеспечить достаточную плотность двухседельных клапанов в настоящее время они применяются только в турбинах малой мощности с умеренными параметрами свежего пара. В качестве примера на рис. 3.8 показан дроссельный регулирующий клапан турбины Р-11-15/3П КТЗ, предназначенной для привода питательного насоса энергоблока с главной турбиной К-300-240. Приводная турбина мощностью 11 МВт работает с начальными параметрами пара p_0 = = 1,47 МПа и t_0 = 426 °С и противодавлением p_2 = 0,24 МПа. По условиям сборки диаметр верхнего седла несколько превышает диаметр нижней части клапана. В результате на клапан действует небольшое неразгруженное усилие, направленное вверх, т.е. на открытие клапана, и воспринимаемое сервомотором.

В унифицированной серии турбин для привода питательных насосов и воздуходувок энергетических блоков мощностью

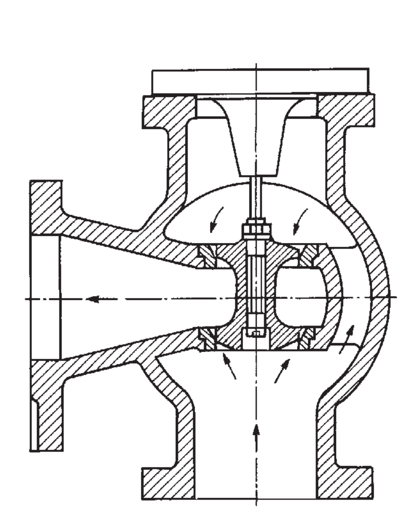


Рис. 3.7. Двухседельный клапан с подводом пара к обоим седлам

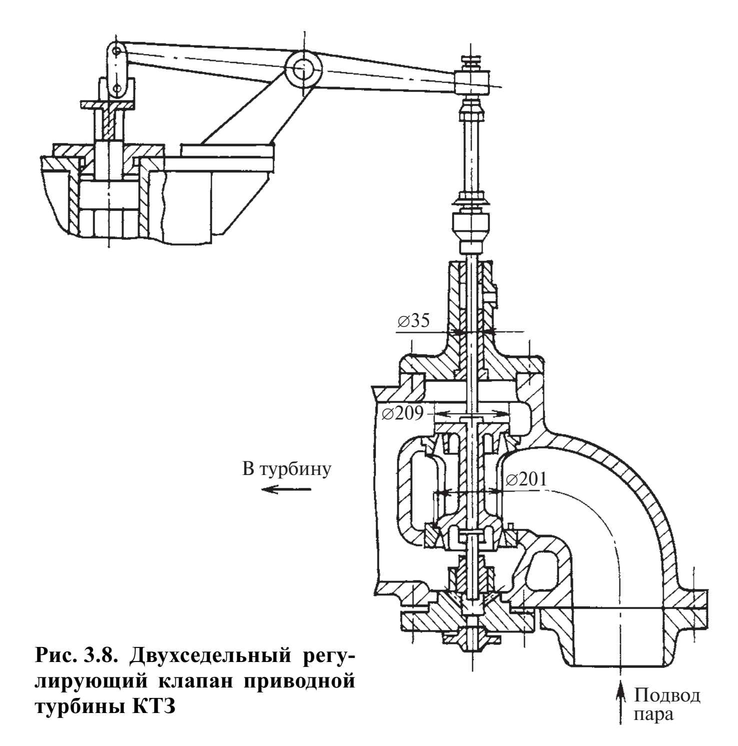


Рис. 3.8. Двухседельный регулирующий клапан приводной турбины КТЗ

500, 800 и 1200 МВт двухседельный клапан заменен на односедельный с *паровой разгрузкой*. Конструкция такого клапана показана на рис. 3.9. Клапан диаметром 306 мм с дроссельным конусом имеет в верхней части разгрузочный поршень диаметром 290 мм, который перемещается в расточке стакана. Плотность между поршнем и стаканом обеспечивается разрезными поршневыми кольцами.

Для разгрузки клапана от паровых усилий полость над разгрузочным поршнем наружной трубой, не показанной на рис. 3.9, соединена с камерой паровпуска турбины. Так как диаметр разгрузочного поршня меньше диаметра клапана, то разгрузка будет неполной. В отличие от двухседельного клапана, показанного на рис. 3.8, оставшееся неразгруженным усилие направлено вниз и прижимает клапан к седлу, что предпочтительнее.

В современных турбинах более широкое применение получили два других способа разгрузки односедельных клапанов от паровых усилий.

Конструкция клапана с так называемой *внешней разгрузкой* (*разгрузкой по расходу*) показана на рис. 3.10. Внутри основного клапана расположен *разгрузочный клапан* меньшего диаметра, который открывается первым и поднимает давление перед соплами, т.е. за клапаном. К моменту, когда малый клапан войдет в соприкосновение с основным и начнет его поднимать, перепад давления на клапане $p_0 - p_1$ существенно уменьшится по сравнению с первоначальным. Пропорционально перепаду давления уменьшится и усилие, необходимое для отрыва основного клапана от седла.

В процессе эксплуатации выявился существенный недостаток таких клапанов. Динамическое воздействие потока пара на

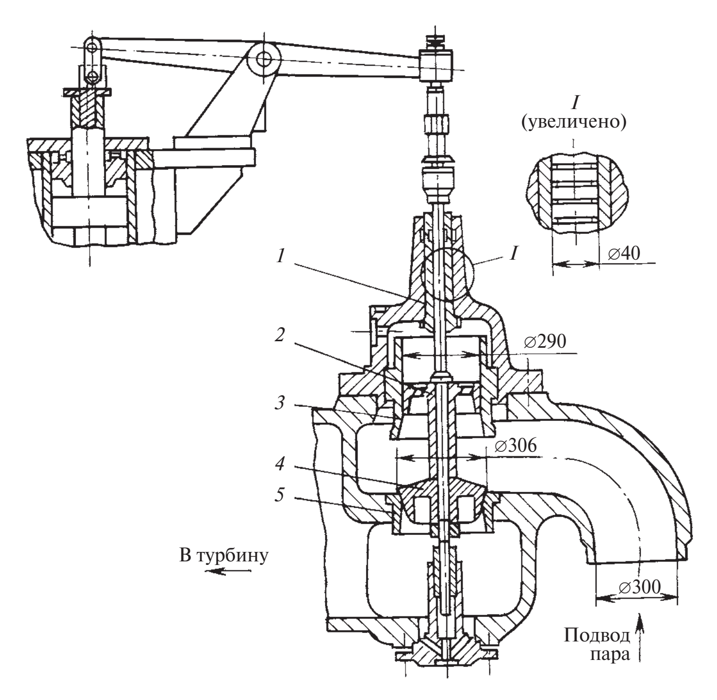


Рис. 3.9. Односедельный разгруженный регулирующий клапан унифицированной серии приводных турбин КТЗ:

1 — шток клапана; *2* — разгрузочный поршень; *3* — стакан; *4* — клапан с дроссельным конусом; *5* — седло

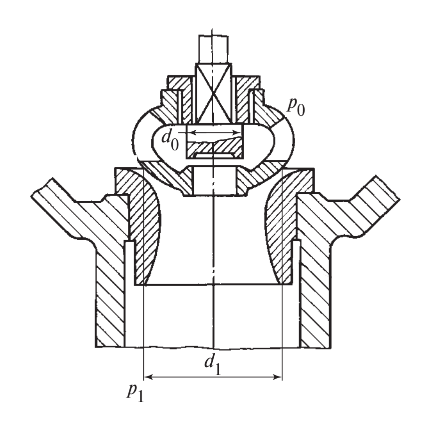


Рис. 3.10. Регулирующий клапан с внешней разгрузкой (разгрузкой по расходу)

свободно подвешенный основной клапан вызывало его резкие колебания, приводившие к повреждениям штока и клапана. Поэтому в некоторых турбинах сверхкритических параметров пара разгрузочный и основной клапаны выполняются раздельно, с независимыми приводами. Это усложняет систему парораспределения, но повышает надежность работы турбины.

Так, к первым двум сопловым группам цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины Т-250/300-240 пар подводится через три последовательно открывающихся неразгруженных клапана (рис. 3.11). Поднимающийся первым меньший клапан диаметром 75 мм выполняет функции разгрузочного для открывающегося за ним клапана диаметром 115 мм. Еще в большей степени разгруженным оказывается такой же клапан, открывающийся последним.

Другой способ разгрузки односедельного клапана от парового усилия, так называемая *внутренняя разгрузка* (*разгрузка по давлению*), показан на рис. 3.12, где представлена конструкция регулирующего клапана, применявшегося в турбинах высокого давления ЛМЗ и ТМЗ.

Основной регулирующий клапан состоит из сферической чаши и верхней части, охватывающей цилиндрическое продолжение втулки штока клапана. Для уменьшения протечек пара в разгрузочную камеру *К* зазор между втулкой и клапаном уплотнен разрезными поршневыми кольцами. На штоке клапана свободно подвешен небольшой разгрузочный клапан. Когда он закрывает отверстие в чаше основного клапана, давление в разгрузочной камере примерно равно давлению в паровой коробке из-за неплотности поршневых колец. Кроме того, пар в разгрузочную камеру поступает через зазор между штоком клапана и втулкой, к которому он подводится через отверстия *а* в крышке. При подъеме разгрузочного клапана малого диаметра давление в камере *К* над основным клапаном падает, благодаря чему существенно уменьшается усилие, необходимое для отрыва его от седла. Таким образом, эффективная разгрузка клапана от парового усилия здесь достигается не повышением давления за клапаном, как в предыдущей конструкции, а снижением давления в его внутренней полости.

Степень разгрузки определяется соотношением диаметров посадки клапана и уплотнительных колец. Его выбирают таким, чтобы сохранить некоторое неразгруженное усилие, стремящееся опустить клапан и обеспечивающее его прилегание к верхней поверхности разгрузочного клапана. Если этого не предусмотреть и полностью или чрезмерно разгрузить клапан, то после отрыва его от седла под динамическим воздействием потока пара клапан может подняться настолько, что уменьшит сечение, открытое разгрузочным клапаном. Это приведет к повышению давления в разгрузочной камере, клапан опустится, затем вновь поднимется и т.д. Периодические подъем и опускание клапана, сопровождаемые ударами по штоку, могут вызвать его усталостную поломку. Кроме того, утрачивается однозначная зависимость между положением штока клапана, определяемым положением сервомотора, и пропуском пара в турбину, что недопустимо, так как теряется управление турбиной.

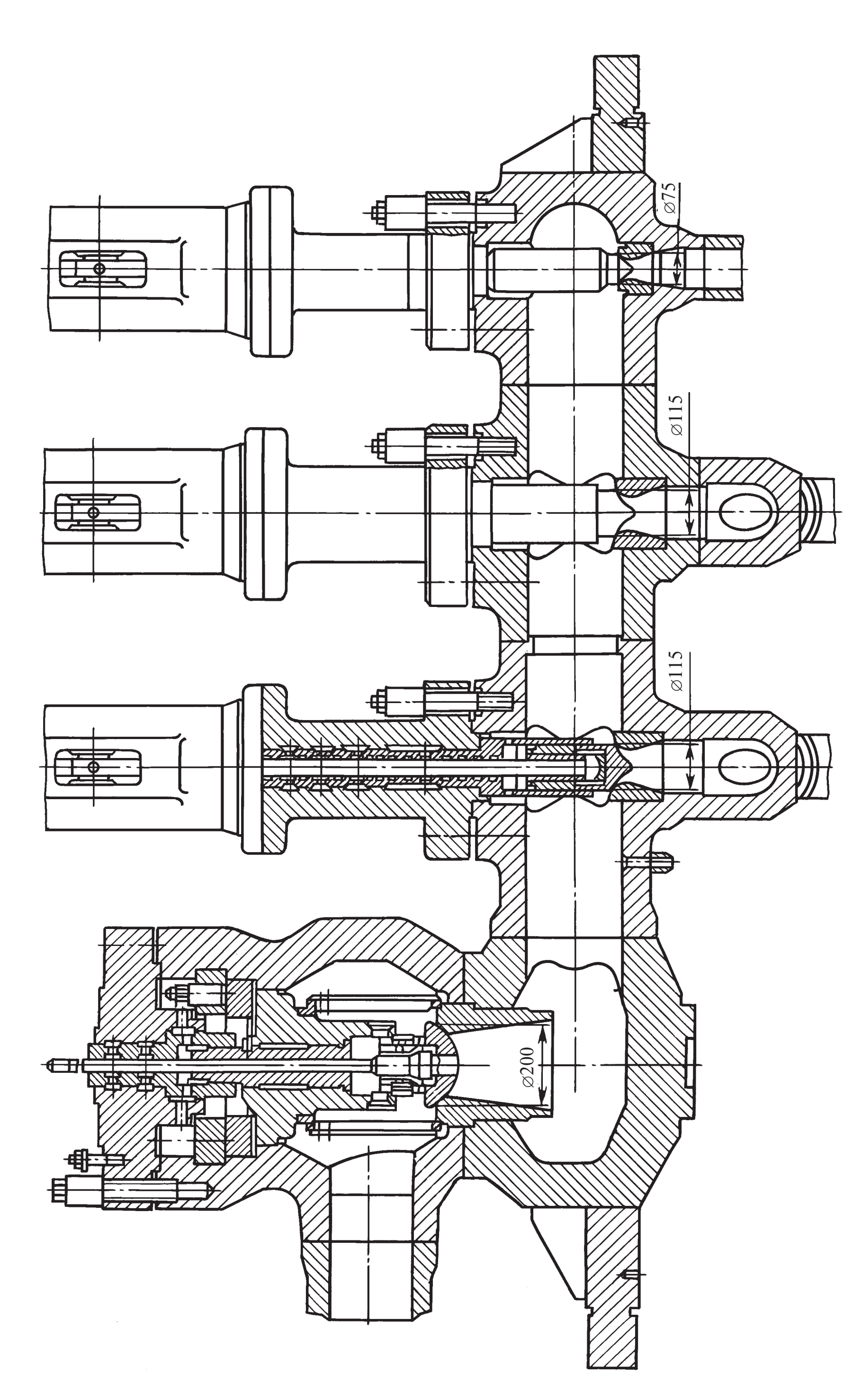


Рис. 3.11. Блок клапанов ЦВД турбины Т-250/300-240 ТМЗ

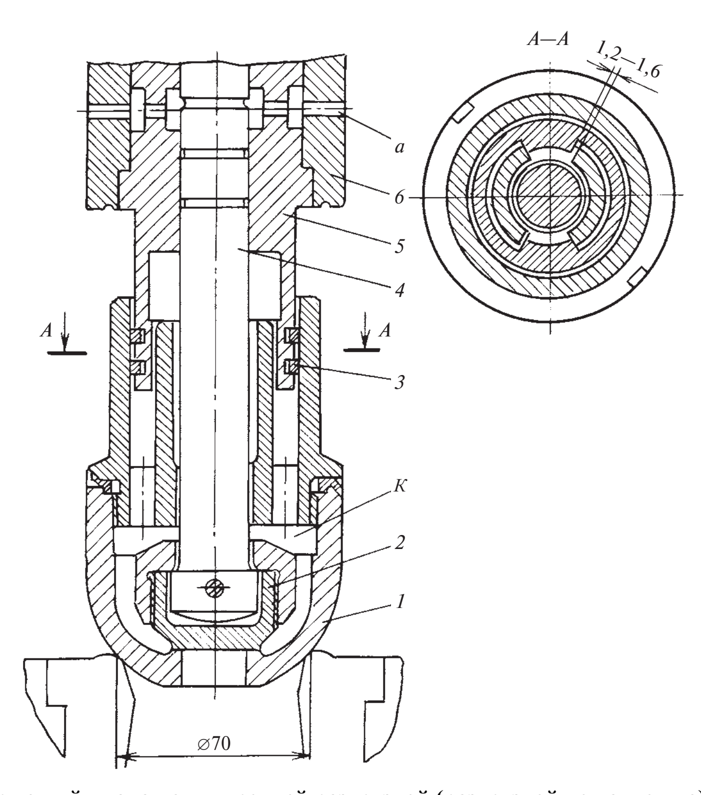


Рис. 3.12. Регулирующий клапан с внутренней разгрузкой (разгрузкой по давлению):
1 — основной клапан; *2* — разгрузочный клапан; *3* — поршневое кольцо; *4* — шток; *5* — втулка штока; *6* — крышка; *а* — отверстие в крышке; *К* — разгрузочная камера

Опыт эксплуатации клапанов с поршневыми кольцами показал, что в ряде случаев, несмотря на высокую твердость уплотняющей поверхности, она истиралась, возникавшие канавки приводили к поломке колец и обрыву штока клапана. Поэтому в более совершенных клапанах этого типа нет поршневых колец, изменены форма клапана и его направляющие поверхности, разгрузочный клапан выполнен как одно целое со штоком, диаметр которого увеличен.

Применяемый в настоящее время разгруженный клапан турбин ТМЗ показан на рис. 3.13. В верхней части цилиндрической поверхности клапана выполнены шесть кольцевых канавок, выравнивающих давление пара в зазоре между клапаном и буксой, через который он поступает в камеру *К* из паровой коробки. Этим уменьшается поперечное паровое усилие, действующее на клапан. Два зуба в средней части клапана, входящие в пазы буксы, предотвращают вращение клапана паровым потоком. Букса, охватывающая основной клапан, обеспечивает ему надежное направление движения и защиту от динамического воздействия парового потока. В открытом состоянии основной клапан почти полностью втягивается в буксу и паровой поток обтекает только его поверхность в зоне посадочного пояска.

Плоским разгрузочным клапаном является головка штока. Седло разгрузочного клапана вставляется снизу в тело основного клапана после установки штока и закрепляется в нем гайкой, которая стопорится штифтами. Для уменьшения проте-

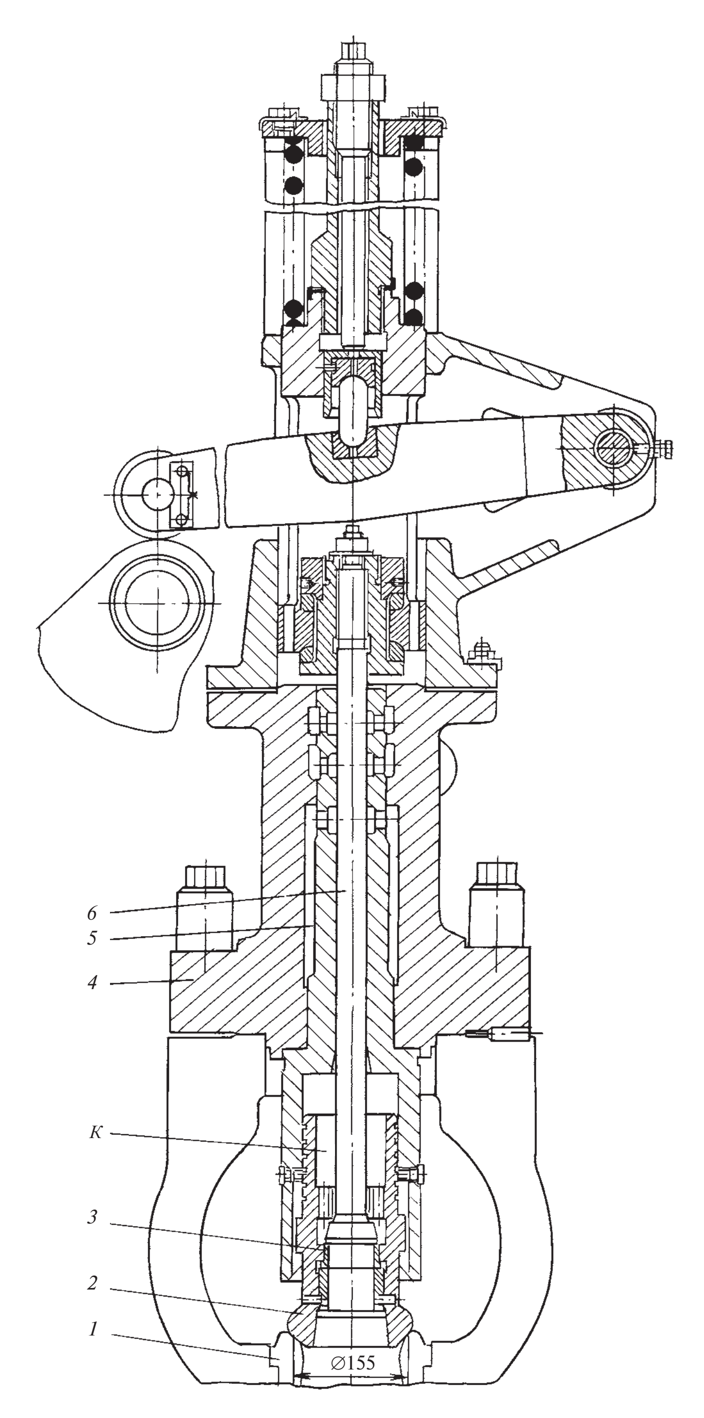


Рис. 3.13. Разгруженный регулирующий клапан турбин ТМЗ:

1 — седло; *2* — основной клапан; *3*— седло разгрузочного клапана; *4* — крышка паровой коробки; *5* — букса; *6* — шток; *К* — разгрузочная камера

чек пара через зазор вдоль штока на поверхности буксы выполнены кольцевые канавки, образующие лабиринтные уплотнения. Отсутствие канавок на гладком штоке повышает его прочность. Из трех камер отсоса протечек пара две верхние являются вакуумными.

На рис. 3.14 представлен разгруженный клапан тарельчатого типа турбины К-800-240-5 ЛМЗ. Чаша клапана *1* с посадочным диаметром 200 мм соединена резьбой с его цилиндрической частью *2*, которая скользит внутри толстостенного стакана *3*. В стакан запрессована букса *4*, через которую проходит шток клапана *5*. На внутренней расточке буксы диаметром 45 мм по всей длине выполнены канавки лабиринтного уплотнения. Четырехгранная нижняя часть буксы препятствует вращению клапана паровым потоком. Разгрузочным клапаном является сферическая головка штока.

Пар во внутреннюю полость клапана поступает через зазор между цилиндрической частью клапана и стаканом. При подъеме разгрузочного клапана давление в этой полости падает и отрывное усилие основного клапана существенно снижается.

В цилиндре клапана и стакане выполнены окна *а* и *б*, которые, начиная с некоторой высоты подъема клапана, постепенно

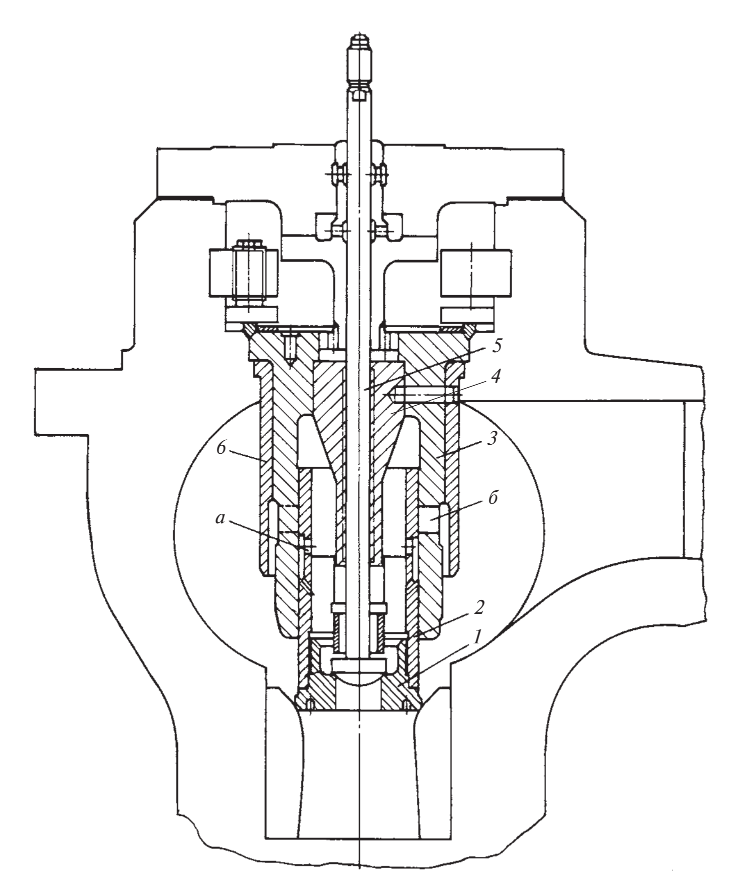


Рис. 3.14. Разгруженный регулирующий клапан турбины К-800-240-5 ЛМЗ:
1 — чаша клапана; *2* — цилиндрическая часть клапана; *3* — стакан; *4* — букса; *5* — шток; *6* — кожух

совмещаются, и через них пар во все большем количестве поступает во внутреннюю полость клапана, в результате чего достигается его паровая подгрузка при средних и больших открытиях. Она обеспечивает надежное прижатие клапана к головке штока и практически исключает возможность его произвольного осевого смещения. Однако смешение в коническом диффузоре двух потоков пара с различными скоростями приводит к сильным пульсациям давления в диффузоре и за ним.

Чтобы предотвратить попадание через окна *а* и *б* внутрь клапана твердых частиц, которые могут содержаться в паре, стакан снаружи защищен кожухом *6*.

Профиль разгруженного регулирующего клапана турбины К-75-30 ХТЗ (рис. 3.15) отличается от профилей рассмотренных ранее клапанов. Дроссельный конус клапана *2* с криволинейной образующей и входной участок седла *1* спрофилированы так, что расходная характеристика клапана близка к линейной почти во всем диапазоне нагрузок, за исключением небольшого ее участка вблизи номинальной мощности.

Разгрузочный клапан *8* откован как одно целое со штоком *4*. Своей сферической

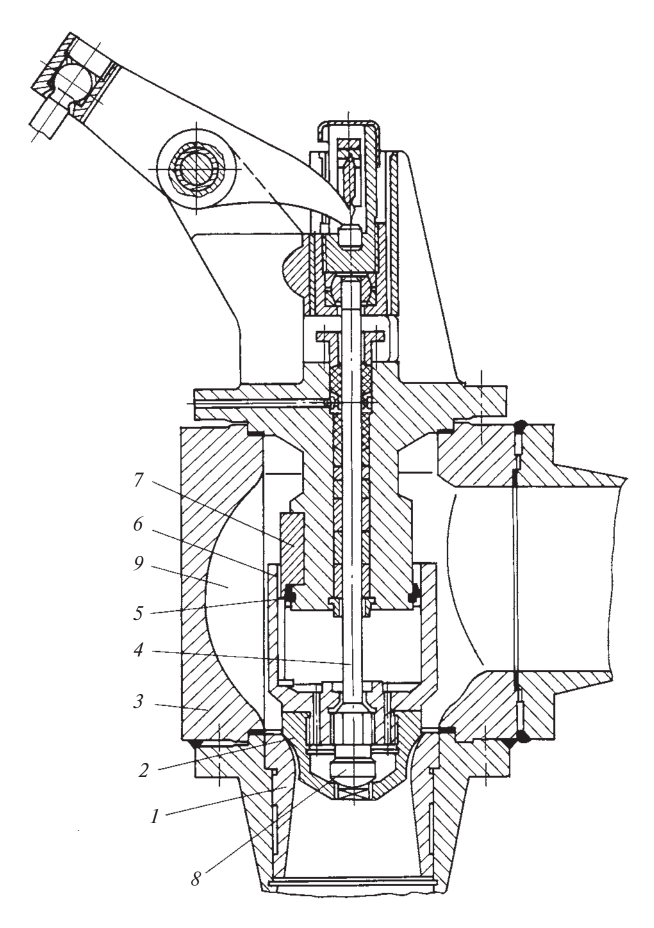


Рис. 3.15. Разгруженный регулирующий клапан турбины К-75-30 ХТЗ:

1 — седло; *2* — клапан с дроссельным конусом; *3* — клапанная коробка; *4* — шток; *5* — дроссельное кольцо; *6* — разгрузочный цилиндр; *7* — шпонка; *8* — разгрузочный клапан; *9* — разделительное ребро

поверхностью он перекрывает центральное отверстие в чаше основного клапана, которая соединена резьбой с разгрузочным цилиндром *6*.

Традиционное для турбин ХТЗ паровое нагружение клапана обеспечивается протеканием через переменный при его подъеме зазор между дроссельным кольцом *5* и конической внутренней поверхностью разгрузочного цилиндра. Паровое нагружение рассчитывается таким образом, чтобы паровые усилия, действующие на клапан, при всех его положениях были направлены в сторону закрытия и прижимали клапан к штоку. Этим исключаются осевые смещения клапана под действием парового потока.

Для ослабления вихревого движения пара в клапанной коробке против входного трубопровода установлено разделительное ребро *9*. Поскольку полностью устранить вихрь невозможно, на крышке клапанной коробки закреплены продольные шпонки *7*, которые входят в пазы разгрузочного цилиндра и препятствуют повороту клапана вокруг продольной оси.

Шток клапана перемещается в направляющих втулках, внутренняя поверхность которых имеет канавки, выполняющие роль лабиринтных уплотнений.

Для мощных влажно-паровых турбин ХТЗ разработаны оригинальные конструкции комбинированных стопорно-регулирующих клапанов, одна из которых будет рассмотрена в гл. 13.

В результате многолетних исследований, проведенных на кафедре паровых и газовых турбин МЭИ [18], сформулированы основные аэродинамические требования, предъявляемые к регулирующим клапанам.

1. Клапанный канал, образованный поверхностями чаши клапана и входного участка седла, должен профилироваться таким образом, чтобы исключить отрыв потока от обтекаемых поверхностей, причем в первую очередь это относится к поверхности чаши клапана.

2. В случае, когда избежать отрыва потока невозможно, сечение, где происходит этот отрыв, должно быть фиксированным.

3. Возникающее при отрыве потока от стенок клапанного канала нестационарное течение, характеризуемое большими пульсациями давления, не должно вызывать недопустимых вибраций подвижных деталей клапана. Это возможно только при введении в конструкцию клапана эффективных демпферных систем.

4. При использовании в клапанах диффузорных седел поле скоростей за клапаном перед входным сечением диффузора не должно иметь больших радиальной и окружной неравномерностей.

Эти положения наряду с эксплуатационными требованиями были максимально учтены в серии новых клапанов, разработанных в МЭИ и установленных на многих турбинах.

На рис. 3.16 показан *неразгруженный профилированный регулирующий клапан МЭИ* для турбины К-200-130 ЛМЗ.

Соединение штока *4* с чашей клапана *5* обеспечивается гайкой *3*, которая через шайбу *6* со сферической поверхностью прижимает головку штока к перегородке *8*, установленной внутри чаши клапана. Зазор между гайкой и шайбой (0,15—0,25 мм) не препятствует повороту клапана на небольшой угол, определяемый радиальным зазором между цилиндрической частью клапана и защитным стаканом *2*, внутрь которого она входит. Этот зазор (0,25—0,35 мм) выбран меньшим, чем зазор между штоком и отверстием в гайке. В результате шток воспринимает только осевые нагрузки, а возможный крутящий момент и изгибающие усилия от парового потока передаются на неподвижный стакан, который с натягом посажен на бурт крышки клапанной коробки. От поворота клапан

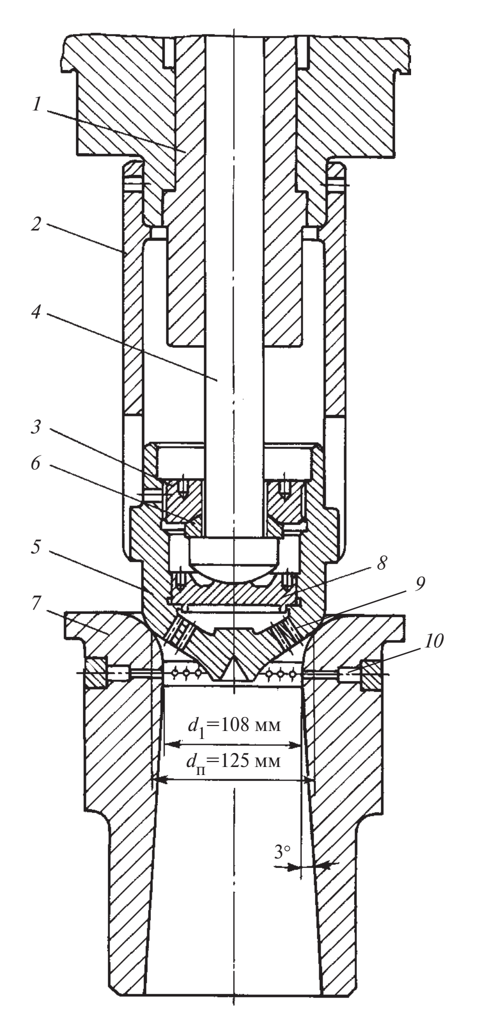


Рис. 3.16. Неразгруженный профилированный регулирующий клапан МЭИ для турбины К-200-130 ЛМЗ:

1 — букса; *2* — защитный стакан; *3* — гайка; *4* — шток; *5* — чаша клапана; *6* — шайба; *7* — седло; *8* — перегородка; *9* — пояс перфорации; *10* — демпферная камера

удерживается двумя шпонками, входящими в шпоночные пазы стакана.

Для снижения окружной неравномерности поля скоростей в криволинейном канале, образованном поверхностью чаши клапана и входным участком седла, на чаше клапана выполнено два пояса перфорации *9*. Они располагаются сразу после посадочного диаметра и замыкаются на демпферную камеру, которая образована перегородкой внутри чаши клапана.

Радиус входного участка седла выбран достаточно большим, чтобы уменьшить поперечную неравномерность поля скоростей в канале.

При полном открытии клапана непрерывное ускорение потока до узкого сечения седла обеспечивает безотрывное течение в клапанном канале. При малых открытиях клапана ($\bar{h} = h/d_1 \le 0{,}15$) на его чаше образуется область диффузорного течения, провоцирующая отрыв потока. Чтобы исключить прямой контакт поверхности чаши клапана с вихревым потоком, выходная часть клапана срезана и на образовавшейся торцевой площадке выполнена конусная выемка, демпферная камера которой защищает клапан от контакта его поверхности с вихревым следом за клапаном.

Определенное выравнивание параметров потока происходит на небольшом цилиндрическом участке седла с поясом перфорации, замкнутым на демпферную камеру *10*. В результате перед диффузором удается получить более равномерное поле скоростей, что необходимо для эффективного преобразования кинетической энергии потока в потенциальную в последующем коническом диффузоре с углом раскрытия 6°.

Клапан установлен на турбинах ПТ-60-130, ПТ-80-130, К-200-130 ЛМЗ.

Для выравнивания окружной неравномерности в кольцевом осесимметричном канале *разгруженного профилированного клапана МЭИ* для турбины К-500-166 ЛМЗ (рис. 3.17) в нем, как и в неразгруженном клапане, выполнено три ряда перфорационных отверстий в чаше клапана *1*, которые вместе с демпферной камерой *5* также демпфируют пульсации давления, возникающие в диффузорной части седла *6* и передающиеся в дозвуковом потоке к обтекаемой поверхности клапана. Для снижения этих возмущений перед входным сечением

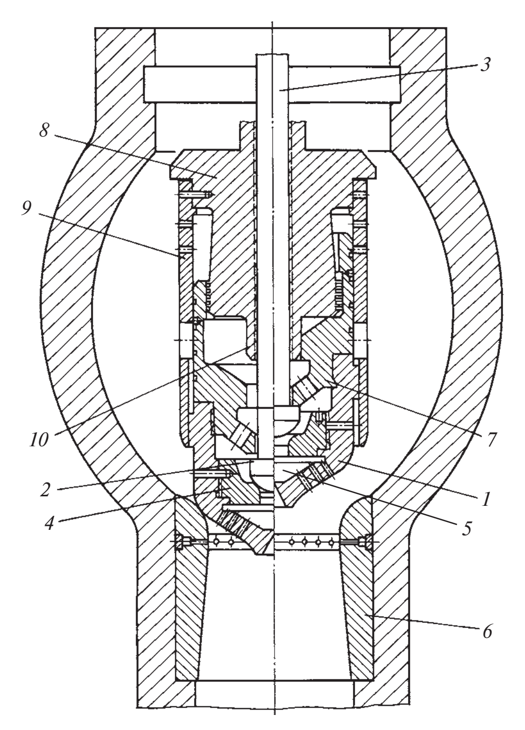


Рис. 3.17. Разгруженный профилированный регулирующий клапан МЭИ для турбины К-500-166 ЛМЗ:

1 — чаша клапана; *2* — разгрузочный клапан; *3* — шток; *4* — диафрагма; *5* — демпферная камера; *6* — седло; *7* — втулка; *8* — букса; *9* — защитный стакан; *10* — конус

диффузора выполнена перфорация с демпферной камерой, а угол раскрытия диффузора выбран равным 7°.

Стандартная система разгрузки сдвинута в глубь клапана, и разгрузочное отверстие выполнено в специальной диафрагме *4*, расположенной внутри чаши клапана. При открытии разгрузочного клапана *2*, выполненного как одно целое со штоком *3*, пар попадает в демпферную камеру и далее через три ряда отверстий в чаше выходит в пространство диффузорного седла. Отверстия перфорации располагаются на максимально возможном диаметре в конфузорной части клапанного канала. При этом существенно растет общая площадь отверстий и максимально снижается скорость пара, выходящего из них. Попадая в конфузорную часть канала, где скорость основного потока пара при малых открытиях основного клапана велика, вторичный поток пара в минимальной степени нарушает характер течения в осесимметричном клапанном канале.

Шток воспринимает только осевые усилия, а изгибающие усилия и возможный крутящий момент на чаше клапана передаются на внешний защитный стакан *9*.

Чаша клапана соединена резьбой с втулкой *7*, которая фиксирует клапан внутри защитного стакана, обеспечивая на большой длине контакт с его поверхностью, и является частью лабиринтного уплотнения на буксе *8*.

При малых и средних открытиях клапана обеспечена достаточно глубокая разгрузка его от осевых усилий. Напротив, при большом подъеме клапана цилиндрическая часть конуса *10* перекрывает доступ пара к разгрузочному отверстию, чем достигается подгрузка клапана добавочным осевым усилием.

3.1.2. Поворотные диафрагмы

Для регулирования больших объемных расходов пара в части среднего давления (ЧСД) и особенно в части низкого давления (ЧНД) теплофикационных паровых турбин наряду с регулирующими клапанами широкое применение нашли *регулирующие поворотные диафрагмы*.

Плотность поворотных диафрагм меньше, чем у регулирующих клапанов, и для их перемещения требуются бо́льшие усилия. Вместе с тем их значительным преимуществом является то, что они могут быть размещены внутри проточной части турбины без существенного увеличения размеров цилиндра.

Поворотные диафрагмы могут обеспечить как дроссельное, так и сопловое парораспределение, причем диафрагмы наиболее сложных конструкций заменяют до четырех клапанов.

На рис. 3.18 изображена дроссельная регулирующая поворотная диафрагма турбин ТМЗ. Основными ее частями являются собственно диафрагма *1*, поворотное кольцо *2* и два разгрузочных полукольца *3*. Число окон в кольце равно числу сопловых каналов в диафрагме. Перемычки между окнами несколько шире сопловых каналов со стороны паровпуска.

С входной стороны на диафрагме имеются два кольцевых уплотнительных выступа, к которым поворотное кольцо прижимается паровым усилием. Наибольшего значения оно достигает в положении, когда сопловые каналы полностью перекрываются перемычками. Без разгрузки паровое усилие может достигать сотен килоньютонов.

Для уменьшения прижимающего парового усилия в разгрузочных полукольцах выполнены камеры, которые сверлениями в перемычках соединяются с сопловыми каналами, когда они закрыты. Давление в камерах становится равным давлению в

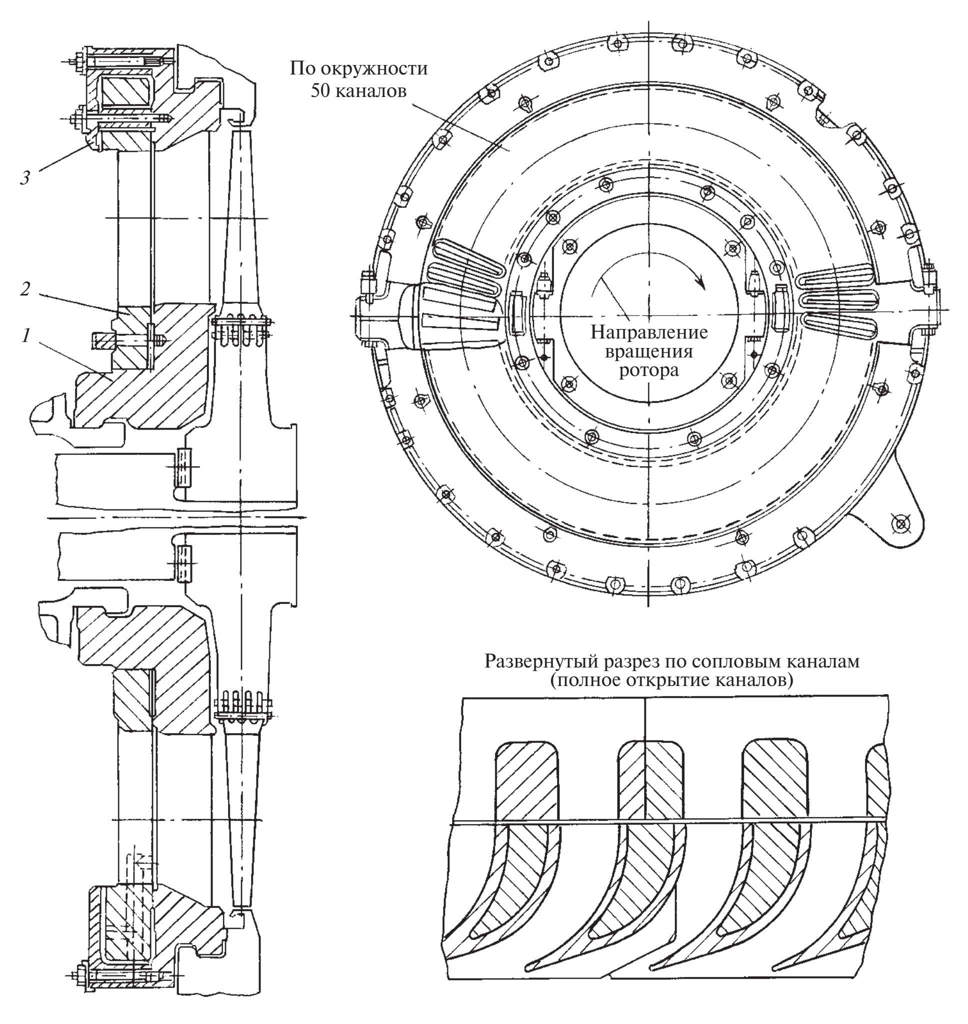


Рис. 3.18. Дроссельная регулирующая поворотная диафрагма турбин ТМЗ:
1 — собственно диафрагма; *2* — поворотное кольцо; *3* — разгрузочное полукольцо

сопловых каналах, а на противоположную сторону поворотного кольца действует давление до диафрагмы. Создается усилие, направленное навстречу прижимающему усилию, разгружающее поворотное кольцо. По мере открытия диафрагмы оба усилия, основное и разгружающее, снижаются.

Двухъярусная разгруженная регулирующая поворотная диафрагма турбин ЛМЗ, показанная на рис. 3.19, заменяет четыре клапана.

Наиболее полная разгрузка достигается в *радиальной* поворотной диафрагме турбин КТЗ, изображенной на рис. 3.20 и эквивалентной четырем регулирующим клапанам.

На цилиндрической поверхности сопловой коробки *2*, приваренной к неподвижной диафрагме *1*, выполнены радиальные окна. Сопловая коробка, разделенная перегородками на отсеки, охватывается поворотным кольцом *3* также с радиальными

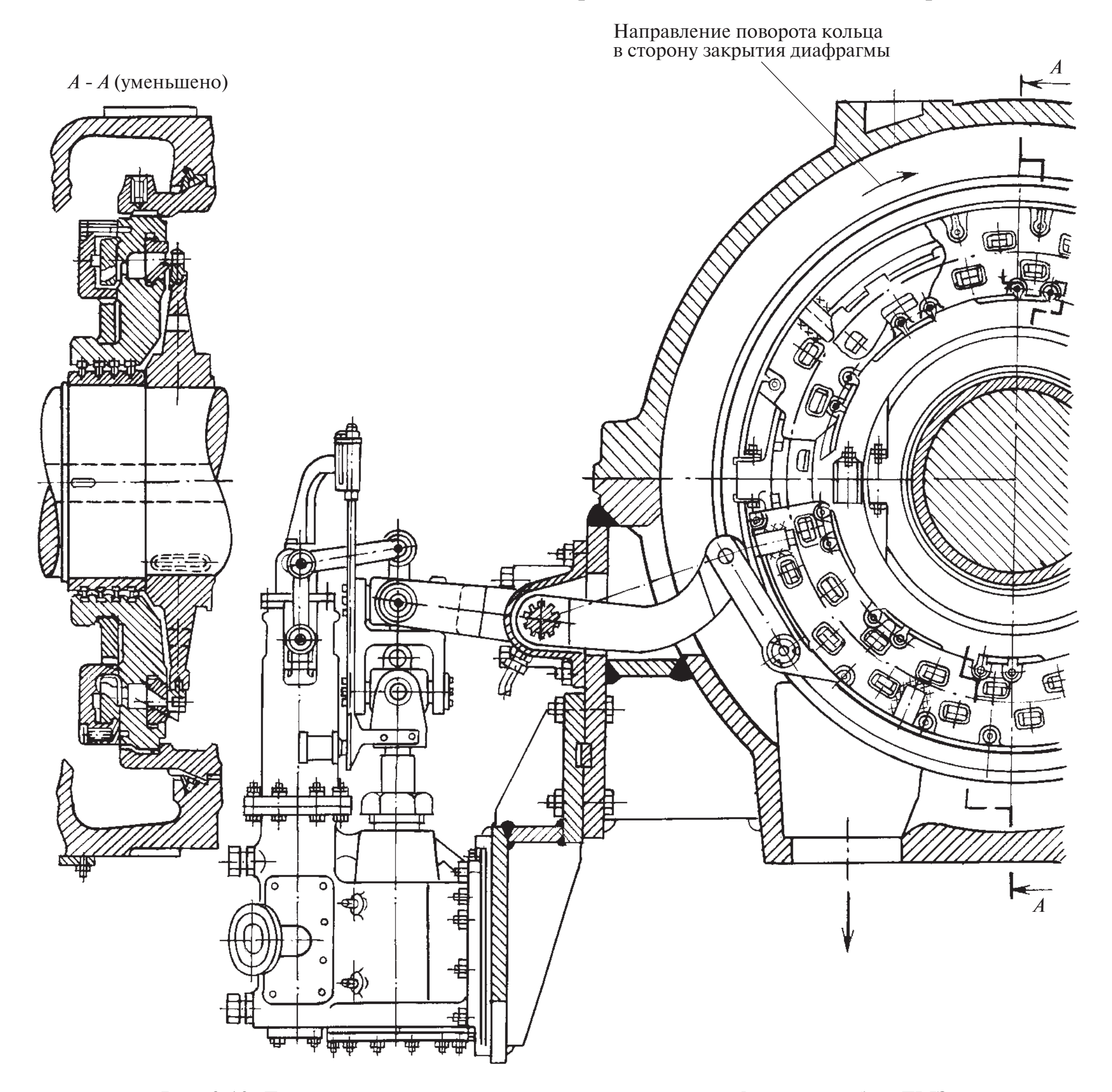


Рис. 3.19. Двухъярусная регулирующая поворотная диафрагма турбин ЛМЗ

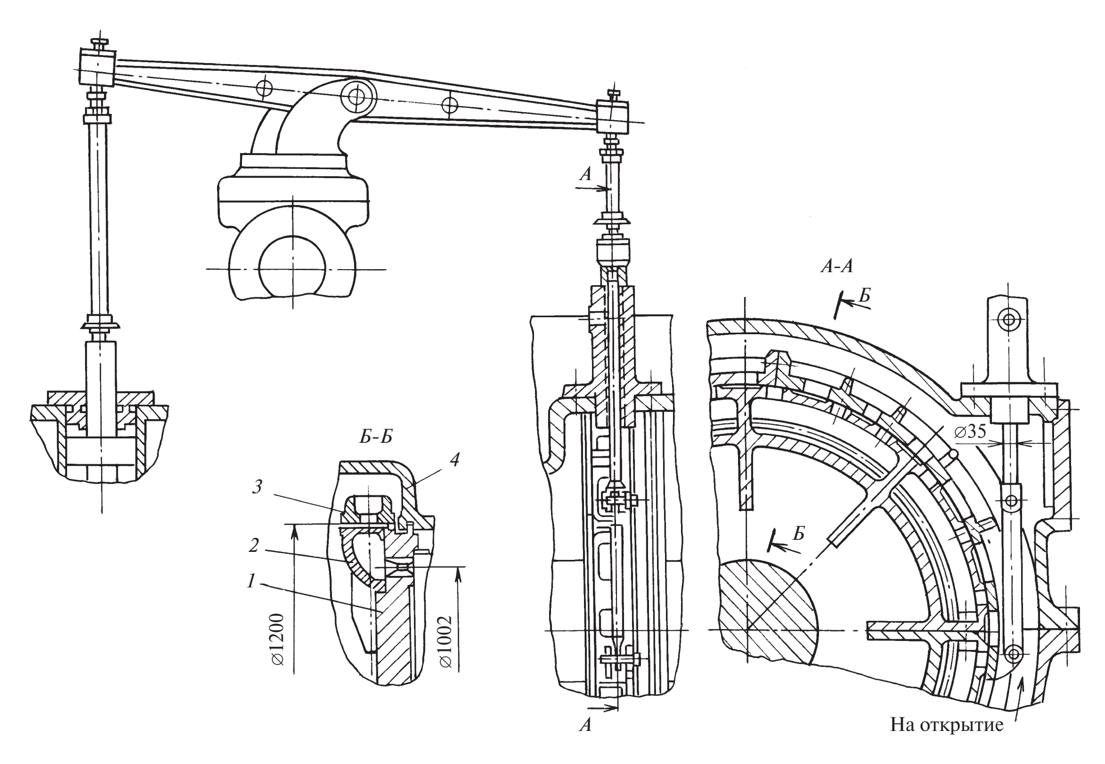


Рис. 3.20. Радиальная поворотная диафрагма турбин КТЗ:
1 — диафрагма; *2* — сопловая коробка; *3* — поворотное кольцо; *4* — корпус турбины

окнами. При повороте кольца окна, поочередно совмещаясь, будут регулировать подачу пара в каждую сопловую группу.

Радиальные паровые усилия, действующие на цилиндрическую поверхность поворотного кольца, полностью взаимно уравновешиваются, воспринимаются самим кольцом и не передаются на неподвижную диафрагму.

Недостатком этой конструкции поворотной диафрагмы является большая утечка пара через радиальный зазор между сопловой коробкой и поворотным кольцом. На таком большом диаметре этот зазор нельзя сделать слишком малым, и он принимается в пределах 0,7—1,1 мм. Необходимо также обеспечить достаточную жесткость поворотного кольца, так как его радиальная деформация должна быть меньше радиального зазора. Следует учитывать и возможность короблений поворотного кольца и самой диафрагмы при тепловых деформациях.

3.2. СЕРВОМОТОРЫ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Как уже отмечалось в § 2.2, в системах непрямого регулирования турбин командный сигнал от регулятора до исполнительных органов проходит одну или несколько ступеней усиления. В зависимости от используемого постороннего источника энергии могут выполняться гидравлические, пневматические и электрические усилители, называемые *сервомоторами*. Наибольшее применение в системах регулирования паровых турбин нашли гидравлические поршневые сервомоторы, в которых в качестве рабочей жидкости используется

нефтяное турбинное масло. Стремление повысить пожарную безопасность турбоагрегатов обусловило все более широкое применение негорючих жидкостей — синтетического огнестойкого масла или воды.

В зависимости от значения и характера усилий, которые должен преодолевать сервомотор, в системах регулирования турбин применяются сервомоторы двух типов:

- с отсечными золотниками;
- с проточными (дроссельными) золотниками.

Как будет показано ниже, для перемещения регулирующих органов турбины, т.е. в качестве *главных сервомоторов*, в настоящее время применяются только сервомоторы с отсечными золотниками, а в качестве промежуточных могут использоваться и сервомоторы с проточными золотниками.

3.2.1. Сервомоторы с отсечными золотниками

Принципиальная схема сервомотора с отсечным золотником приведена на рис. 3.21. Масло из напорной линии главного масляного насоса с давлением p_1 подводится к средним окнам золотника и в зависимости от направления его смещения из среднего положения поступает в ту или иную полость цилиндра сервомотора. Одновременно противоположная полость через крайние окна в буксе золотника соединяется со сливной линией с давлением p_2.

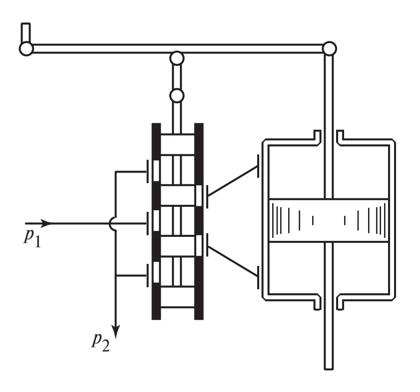


Рис. 3.21. Принципиальная схема двустороннего сервомотора с отсечным золотником

Когда золотник находится в среднем положении, его поршни отсекают подвод масла к полостям сервомотора и расход рабочей жидкости определяется только неизбежными утечками.

Рассматриваемый сервомотор выполнен *двусторонним*, так как развиваемое им усилие при движении как в одну, так и в другую сторону создается рабочей жидкостью, подводимой в соответствующую полость цилиндра сервомотора.

Если поршни отсечного золотника закрывают окна без перекрыши и обеспечена достаточно высокая плотность золотника (выбором малых радиальных зазоров) и сервомотора (например, установкой поршневых уплотнительных колец), то при любом, даже малом, смещении золотника из среднего положения на неподвижный поршень сервомотора действует полный перепад давления $p_1 - p_2$ и на поршне возникает усилие

$$S = F(p_1 - p_2), \qquad (3.5)$$

где F — активная площадь поршня (за вычетом площади штока).

Для преодоления усилий, действующих на регулирующие органы турбины, достаточна лишь часть этого усилия S_1. Остающийся в запасе избыток силы $S - S_1$ может быть использован для преодоления сил трения штоков регулирующих клапанов, в сочленениях механической передачи от сервомотора к клапанам и в самом сервомоторе, а также сил инерции, возникающих при ускорении движущихся масс элементов системы регулирования и парораспределения. Именно эта замечательная способность сервомотора с отсечным золотником преодолевать значительные дополнительные силы сопротивления, которые могут возникать и возникают при эксплуатации, делает однозначным выбор этого типа сервомотора в качестве главного.

Рассмотрим основы статического расчета сервомотора, при котором определяются его основные размеры. Предположим, что из расчета системы парораспределения известны действующие на регулирующие клапаны усилия R_i и зависимость перемещения клапанов от хода поршня сервомотора $h_i(z)$. Тогда усилие S_1, приведенное к штоку сервомотора, составит

$$S_1 = \sum_{i=1}^{n} R_i \frac{\mathrm{d}h_i}{\mathrm{d}z}. \qquad (3.6)$$

В правой части (3.6) отличны от нуля только те члены суммы, которые относятся к перемещаемым клапанам при данном положении поршня сервомотора z, так как для клапанов, еще не начавших перемещаться или уже полностью открывшихся, $\mathrm{d}h_i/\mathrm{d}z = 0$.

Пусть найденная по (3.6) зависимость усилия S_1 от хода поршня сервомотора z имеет вид, показанный на рис. 3.22. Из нее находим максимальное усилие $S_{1\text{макс}}$, приведенное к штоку сервомотора. Так как при расчете усилий не учитывались упомянутые выше дополнительные силы сопротивления, в частности, силы трения в механизме привода регулирующих клапанов, то наибольшее усилие, которое может быть создано перепадом давления рабочей жидкости на поршне сервомотора $S = F(p_1 - p_2)$, должно существенно превышать $S_{1\text{макс}}$. Рекомендуется находить S из соотношения

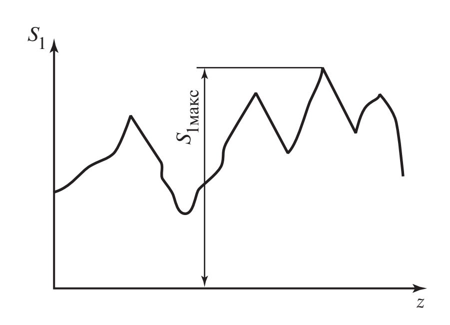


Рис. 3.22. Зависимость усилия, приведенного к штоку сервомотора, от хода его поршня

$$S = A + BS_{1\text{макс}}, \qquad (3.7)$$

где коэффициенты запаса составляют: A = = 10…20 кН; B = 1,5…1,8.

Задавшись перепадом давления $p_1 - p_2$, найдем площадь поршня сервомотора

$$F = \frac{S}{p_1 - p_2} \qquad (3.8)$$

и его диаметр

$$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{F}{1 - \alpha^2}}, \qquad (3.9)$$

где $\alpha = d_0/d_1$ — отношение диаметров штока и поршня.

Максимальная работа, которую может совершить сервомотор при перемещении его поршня на ход $z_0 = z_{\text{н.н}} - z_{\text{х.х}}$ между положениями, соответствующими номинальной нагрузке и холостому ходу, составляет

$$U = Sz_0 = Fz_0(p_1 - p_2) = V(p_1 - p_2), \qquad (3.10)$$

где V — объем сервомотора.

Варьируя параметры передаточного механизма от сервомотора к регулирующим клапанам, можно изменить усилие, приведенное к штоку сервомотора, но одновременно практически обратно пропорционально усилию изменится ход поршня сервомотора, и, следовательно, работоспособность и объем сервомотора останутся неизменными.

В качестве примера двустороннего сервомотора с поступательно перемещающимся поршнем на рис. 3.23 показана типовая конструкция сервомотора турбин КТЗ.

Поршень сервомотора *6*, перемещающийся в расточке втулки корпуса блока регулирования *2*, связан с рычажной передачей парораспределения тягой *11*. Шаровое соединение (поз. *4*, *5*) тяги с поршнем сервомотора и с рычажной передачей (на рис. 3.23 не показана) допускает расцентровку осей сервомотора и рычага парораспределения, возникающую из-за неточности сборки, тепловых расширений и отклонения

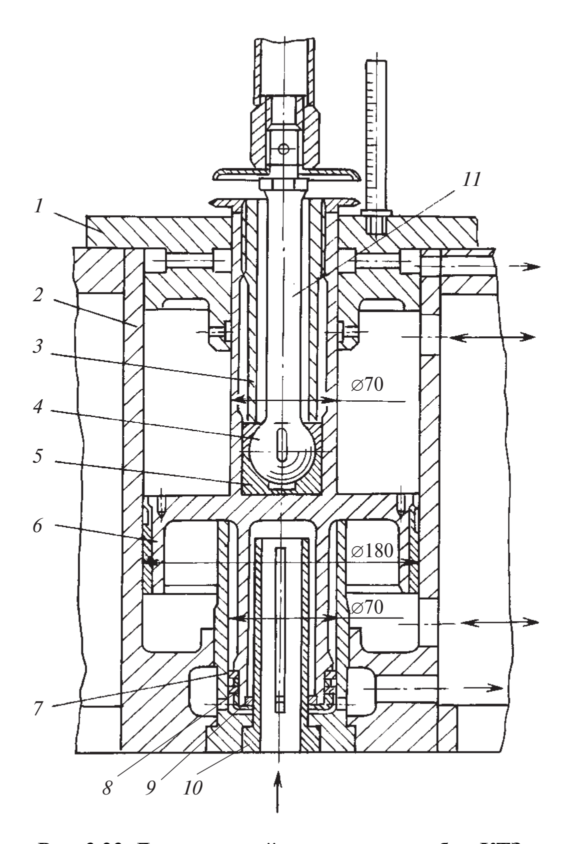


Рис. 3.23. Двусторонний сервомотор турбин КТЗ:

1 — крышка; *2* — втулка корпуса блока регулирования; *3* — резьбовая втулка; *4* — шаровая пята; *5* — сферический подпятник; *6* — поршень; *7* — плавающее уплотнительное кольцо; *8* — гайка; *9* — плавающее кольцо; *10* — трубка обратной связи; *11* — тяга

точки соединения тяги с рычагом при повороте последнего вокруг своей оси.

Внутри нижнего цилиндрического отростка поршня установлена трубка *10*, к которой снизу подводится масло из импульсной линии. Вдоль образующей трубки выполнена узкая щель гидравлической обратной связи, площадь сечения слива через которую зависит от положения поршня сервомотора.

Главные сервомоторы современных паровых турбин кроме большой работоспособности должны обладать высоким *быстродействием*, выбираемым из условий динамики регулирования. Так, для удержания турбины на холостом ходу после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети необходимо закрыть регулирующие клапаны турбины за десятые доли секунды. Чтобы заполнить маслом объем соответствующей полости сервомотора за столь короткое время, приходится выполнять главный масляный насос с подачей, намного превышающей потребность в масле системы регулирования на установившихся режимах работы. Вместе с тем столь высокая скорость движения поршня сервомотора требуется, как правило, только при закрытии регулирующих клапанов. Открытие клапанов допустимо с меньшей скоростью.

В большинстве случаев равнодействующая паровых усилий и усилий клапанных пружин направлена в сторону закрытия клапанов, что дает возможность выполнить *сервомотор с существенно различающимися активными площадями поршня* в разных полостях и повысить быстродействие сервомотора на закрытие клапанов без увеличения подачи главного масляного насоса. На рис. 3.24 показан такой сервомотор для турбины Т-100-130 ТМЗ с соотношением площадей поршня $F_о/F_з$ = 1,8. Рекордным является это соотношение (равное 6,9) в сервомоторе части высокого давления (ЧВД) турбины Т-250-240 этого же завода.

Быстродействие сервомотора на закрытие клапанов можно повысить, выполнив его с *односторонним подводом* рабочей жидкости (рис. 3.25). Здесь через отсечной золотник подводится масло только в нижнюю полость сервомотора для открытия клапана. В верхней полости размещена пружина, сжимаемая при подъеме поршня. При смещении отсечного золотника из среднего положения вверх открываются окна слива масла из-под поршня и пружина за счет запасенной в ней при сжатии энергии закрывает клапан. Таким образом, односторонний сервомотор потребляет масло из напорной линии насоса только при открытии клапана. Так как клапаны

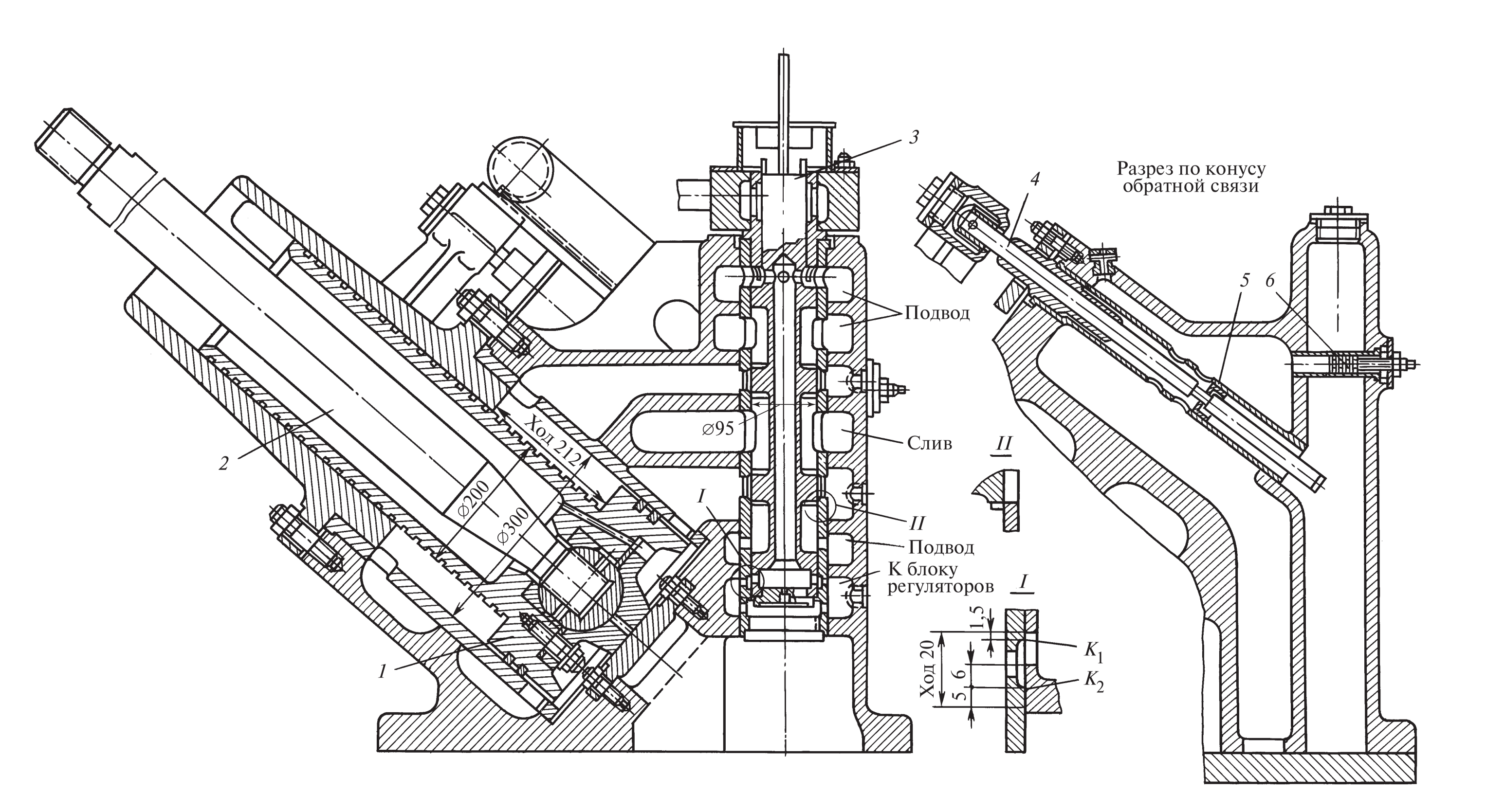


Рис. 3.24. Сервомотор ЧВД турбины Т-100-130 ТМЗ:
1 — поршень; *2* — шток; *3* — отсечной золотник; *4* — конус обратной связи; *5* — диафрагма; *6* — настроечный дроссель

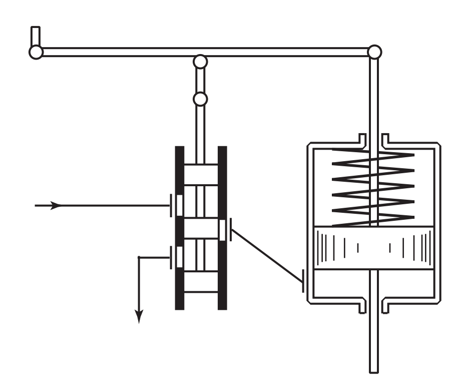


Рис. 3.25. Принципиальная схема одностороннего сервомотора с отсечным золотником

могут открываться медленнее, чем должны закрываться, то для маслоснабжения системы регулирования с односторонними сервомоторами требуется насос умеренной подачи. При этом сокращается расход энергии на привод насоса, уменьшаются размеры маслобака и количество масла, заливаемого в систему.

Определенным недостатком односторонних сервомоторов является необходимость применения в них мощных пружин со сравнительно малой жесткостью, устанавливаемых с большим предварительным натягом, чтобы обеспечить достаточное усилие на закрытие клапана на всем ходе сервомотора. Кроме того, перекашивающее воздействие пружины на поршень повышает нечувствительность сервомотора.

Вместе с тем важным достоинством одностороннего сервомотора является его способность под действием пружины надежно закрыть клапан при потере давления в напорной магистрали, например из-за разрыва маслопровода. Это делает его незаменимым для привода стопорных клапанов — исполнительных органов системы защиты.

В настоящее время односторонние сервомоторы все шире применяются и для привода регулирующих клапанов. В качестве примера на рис. 3.26 показан сервомотор ЧСД турбины Т-250-240 ТМЗ. Так как сервомотор работает на воде, имеющей значительно меньшую вязкость, чем масло, его поршень имеет развитое уплотнение. Уплотнительные кольца выполнены фторопластовыми с заложенными в них обычными разрезными пружинными поршневыми кольцами. Усилие от сервомотора к клапану передается через шток и рамную конструкцию, состоящую из двух коромысел и двух тяг. Так как сервомотор ЧСД турбин с промежуточным перегревом пара в широком диапазоне нагрузок стоит на верхнем упоре, то для уменьшения нечувствительности предусмотрено расхаживание сервомотора на полный ход.

Оригинальные решения для увеличения быстродействия односторонних сервомоторов найдены в унифицированной системе регулирования мощных паровых турбин ЛМЗ, где сервомоторы выполнены с *телескопическими поршнями* (рис. 3.27). На начальном участке подъема клапана, когда на него действуют значительные паровые усилия, большой поршень работает совместно с малым. После того как большой поршень дойдет до упора (примерно 30 % хода), дальнейший подъем клапана осуществляется одним малым поршнем, площадь которого вдвое меньше суммарной площади поршней. Развиваемое им усилие оказывается достаточным, так как по мере открытия клапана действующие на него паровые усилия существенно снижаются. Достигаемое при этом уменьшение объема сервомотора соответственно увеличивает скорость его закрытия.

Если при полном открытии клапана осуществляется «запирание» утечек по его штоку, то телескопический поршень не создает на штоке клапана усилия, опасного по условиям длительной прочности штока.

Напорное масло к сервомотору подводится через ограничитель, площадь проходного сечения которого зависит от степени открытия регулирующего клапана. При малых открытиях клапана (до 30—50 % полного хода), когда его перемещение

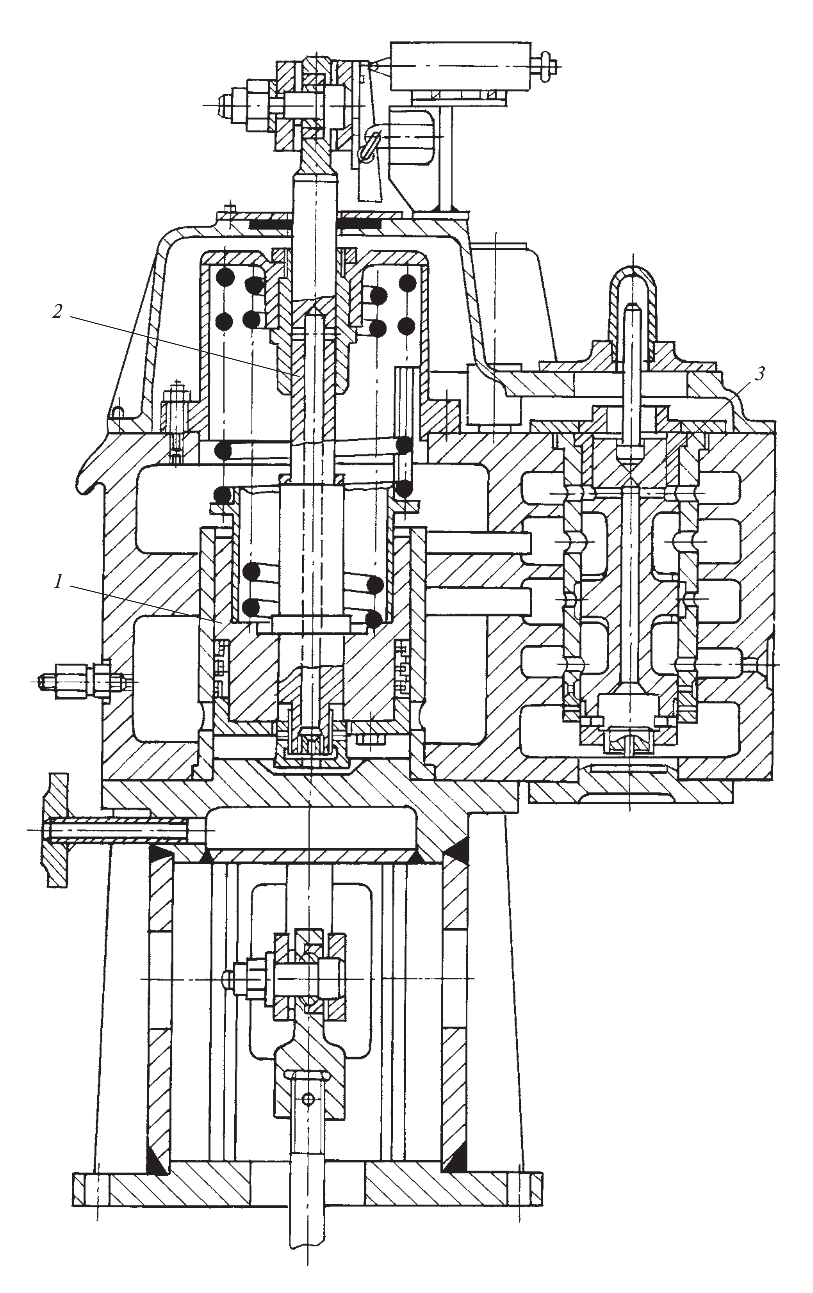


Рис. 3.26. Односторонний сервомотор ЧСД турбины Т-250-240 ТМЗ:
1 — поршень; *2* — шток; *3* — отсечной золотник

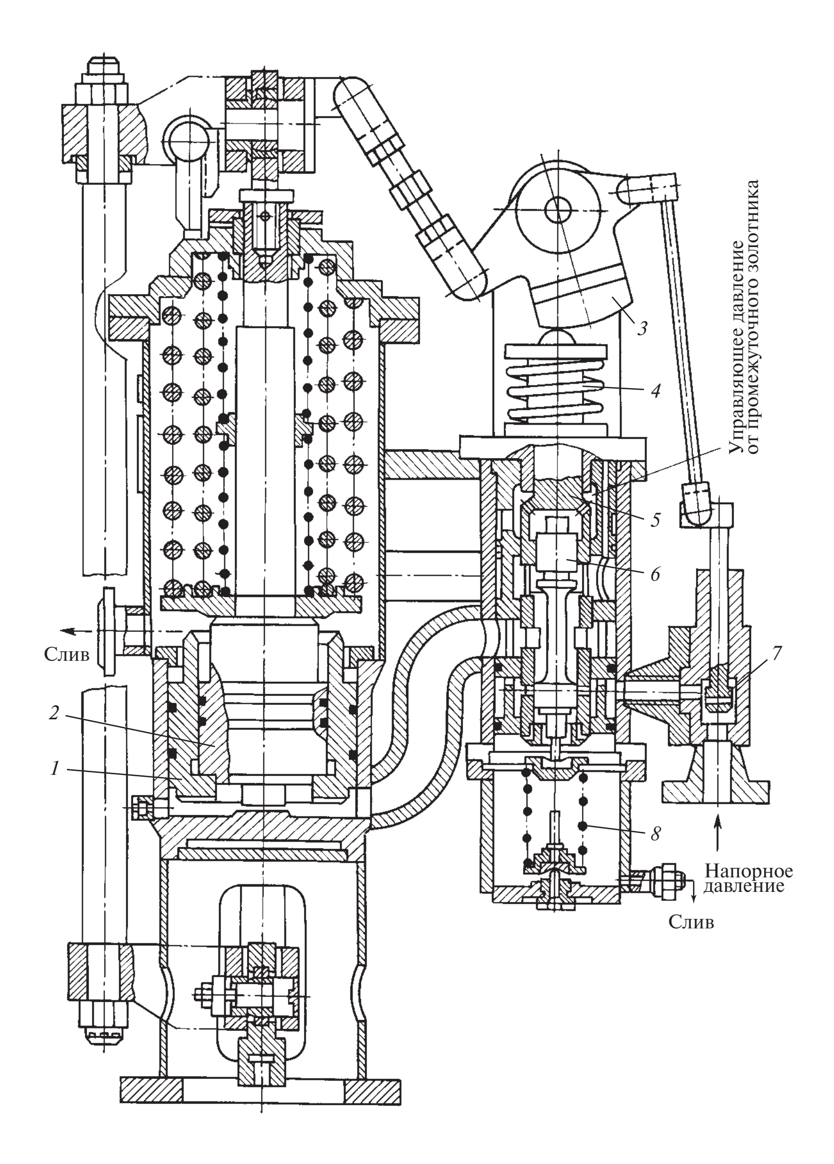


Рис. 3.27. Односторонний сервомотор с телескопическим поршнем турбин ЛМЗ:
1 — большой поршень; *2* — малый поршень; *3* — кулачок обратной связи; *4* — пружина силового замыкания; *5* — подвижная букса; *6* — отсечной золотник; *7* — золотник ограничения расхода масла; *8* — пружина отсечного золотника

эффективно влияет на расход пара, подвод масла к сервомотору, а значит, и скорость его открытия не ограничиваются. Когда достигается зона насыщения расходной характеристики, площадь сечения подвода напорного масла к сервомотору уменьшается. При данной производительности маслонапорной станции этим ускоряется движение на открытие тех клапанов, которые еще заметно влияют на расход пара.

3.2.2. Сервомоторы с проточными золотниками

Принципиальные схемы управления сервомотором с проточным золотником изображены на рис. 3.28. На поршень сервомотора сверху действует усилие пружины, а снизу — давление масла в импульсной линии p_x. В зависимости от того, где располагается сечение, площадь которого f_x изменяется регулятором или сервомотором предшествующего звена усиления, применяются три схемы управления сервомотором:

- с регулированием на сливе;
- с регулированием на подводе;
- с регулированием на подводе и сливе.

В схеме с регулированием на подводе и сливе регулятор одновременно меняет площади обоих сечений, причем в противоположных направлениях, т.е. если одно из них увеличивается, то другое уменьшается, и наоборот. Проще всего это достигается изменением площадей сечений подвода и слива одним поршнем проточного золотника двойного дросселирования. В этом случае сумма площадей сечений подвода масла в импульсную линию $f_0 - f_x$ и слива из нее f_x остается постоянной и равной f_0.

Рис. 3.28. Принципиальные схемы управления сервомотором с проточным золотником:
а — с регулированием на сливе; *б* — с регулированием на подводе; *в* — с регулированием на подводе и сливе

Зависимость между давлением в импульсной линии p_x и изменением площади сливного $f_{сл}$ и (или) подводящего $f_{подв}$ сечений получена в § 2.2 и при одинаковых коэффициентах расхода в этих сечениях имеет вид

$$\frac{p_x}{p_0} = \frac{1}{1 + (f_{сл}/f_{подв})^2}. \quad (3.11)$$

Рассмотрим условие равновесия поршня сервомотора в предположении, что на него действуют усилие пружины $R_{пр} = R_0 + kz$, паровое усилие $R_п(z)$, зависящее от положения клапана, а значит, и поршня, и силы сопротивления Q, направленные навстречу движению поршня:

$$Fp_x = R_0 + kz + R_п(z) \pm Q, \quad (3.12)$$

где F — площадь поршня; R_0 — первоначальное натяжение пружины; k — жесткость пружины; z — положение поршня.

Решим это уравнение относительно z:

$$z = \frac{Fp_x - R_0}{k} - \frac{R_п(z)}{k} \mp \frac{Q}{k} \quad (3.13)$$

и построим зависимость положения поршня сервомотора от давления масла в импульсной линии $z(p_x)$, показанную на рис. 3.29. При отсутствии паровых усилий $R_п(z)$ и сил сопротивления Q зависимость $z(p_x)$ линейна (прямая ab), с учетом паровых усилий она становится нелинейной, но остается однозначной (кривая cd), и, наконец, силы сопротивления вызывают появление зоны нечувствительности (заштрихованная область)

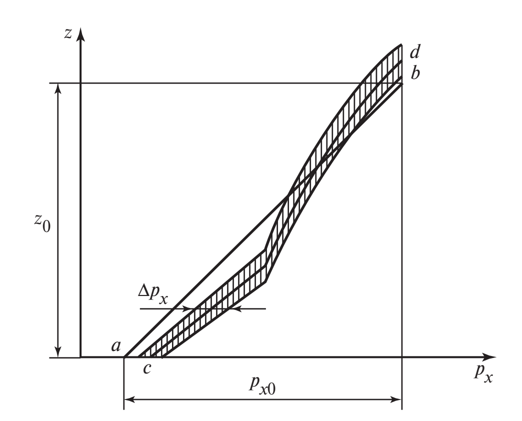


Рис. 3.29. Зависимость положения поршня сервомотора с проточным золотником от давления масла в импульсной линии

шириной Δp_x, определяющей степень нечувствительности сервомотора:

$$\varepsilon_{\text{c}} = \frac{\Delta p_x}{p_{x0}} = \frac{F \Delta p_x}{F p_{x0}} = \frac{2Q}{k z_0}, \qquad (3.14)$$

где p_{x0} — изменение давления в импульсной линии, соответствующее ходу сервомотора «на неравномерность» $z_0 = z_{\text{н.н}} - z_{\text{х.х}}$.

Из (3.13) также следует, что положение поршня сервомотора с проточным золотником при определенном давлении в импульсной линии p_x зависит от приложенного к нему внешнего усилия и меняется вместе с ним. Последнее обстоятельство и нечувствительность, вызываемая силами трения, исключают возможность применения сервомотора с проточным золотником для привода регулирующих клапанов турбины, т.е. в качестве главного сервомотора. Это становится особенно ясным, если учесть, что в процессе эксплуатации силы трения в механической передаче от сервомотора к клапанам могут резко возрасти, например из-за отложений на штоках клапанов. При достаточном запасе перестановочной силы у сервомотора с отсечным золотником это не вызовет появления заметной нечувствительности, так как уже при малом смещении отсечного золотника из среднего положения на неподвижном поршне сервомотора возникнет максимальное усилие. В сервомоторе с проточным золотником, напротив, потребуется значительное смещение управляющего золотника, чтобы изменение давления в импульсной линии Δp_x уравновесило возросшие силы сопротивления и сервомотор начал двигаться. Важная для системы регулирования однозначность зависимости между положениями управляющего и исполнительного органов утрачивается.

С учетом вышеизложенного можно прийти к заключению, что сервомоторы с проточными золотниками должны применяться только там, где нет оснований для возникновения значительных сил трения и надо преодолевать лишь небольшие усилия. Такие условия можно создать в промежуточных звеньях усиления, где сервомоторы с проточными золотниками используются для перемещения проточных или отсечных золотников сервомоторов последующих звеньев усиления. Специальными мерами, в частности вращением или самоцентровкой золотников, силы трения в них могут быть сведены к минимуму.

В системах регулирования, работающих на дорогостоящей рабочей жидкости, при выборе типа промежуточного сервомотора оказывается существенным повышенный расход рабочей жидкости в сервомоторе с проточным золотником. Поэтому в унифицированной системе регулирования мощных паровых турбин ЛМЗ, где применяется огнестойкое синтетическое масло, сервомотор с проточным золотником оставлен только во второй ступени усиления.

В системах регулирования, работающих на нефтяном турбинном масле или воде, сервомоторы с проточными золотниками используются гораздо шире, иногда во всех ступенях усиления, кроме последней.

В современных системах регулирования сервомотор с проточным золотником очень часто используется для перемещения отсечного золотника главного сервомотора, как это выполнено, например, в сервомото-

рах турбин ТМЗ, показанных на рис. 3.24 и 3.26. Отсечной золотник выполнен здесь как одно целое с дифференциальным поршнем, который представляет собой промежуточный сервомотор предыдущей ступени усиления, управляемый проточными золотниками регуляторов. Дифференциальный поршень имеет тот же диаметр, что и золотник, а рабочие поверхности поршня разнесены на всю длину золотника, что улучшает его центровку в буксе. За счет верхнего хвостовика золотника образуется поверхность дифференциального поршня с меньшей площадью, на которую воздействует рабочая жидкость с напорным давлением p_0. Поверхность поршня с большей площадью представляет собой нижний торец золотника. Рабочая жидкость (масло или вода) с давлением p_x поступает в камеру под золотником через тангенциальные окна, к которым она подается по внутреннему сверлению в золотнике и через дроссель обратной связи главного сервомотора.

3.2.3. Повышение чувствительности сервомоторов

Как уже отмечалось, силы трения в сервомоторах с проточными золотниками приводят к нечувствительности, заметно ухудшающей эксплуатационные качества системы регулирования. Поэтому конструкторы стремятся свести силы трения к минимуму. Рассмотрим некоторые направленные на это конструктивные решения.

В тех случаях, когда в системе регулирования применяются механические пружины сжатия, должно быть обеспечено высокое качество их изготовления. При нагружении пружины, торцевые витки которой непараллельны и неперпендикулярны ее оси, возникают поперечная сила и опрокидывающий момент, действующие на поршень. Поперечная сила прижимает поршень к стенке цилиндра, а момент стремится его повернуть. В результате резко возрастают силы трения на поверхности поршня.

Полностью исключить погрешности изготовления пружин нельзя, но их влияние можно ослабить, если установить пружину на шарнирных опорах (рис. 3.30).

Чтобы уменьшить перекашивающее воздействие пружины на поршень, в ряде случаев целесообразно заменить пружину сжатия пружиной растяжения, но это ведет обычно к существенному возрастанию высоты конструкции.

Наиболее радикальным решением являются, конечно, полный отказ от применения механических пружин и замена их гидравлическими (рис. 3.31), принцип действия которых рассматривался в § 2.2.

Поперечные усилия на поршнях сервомоторов и золотников возникают не только из-за воздействия на них механических пружин. При течении масла или воды в кольцевом зазоре между расточкой цилиндра и гладким поршнем из-за неодинакового распределения давления в зазоре поршень прижимается к одной из стенок цилиндра. Чтобы снизить эту поперечную силу, надо по возможности уменьшить окружную неравномерность давления в

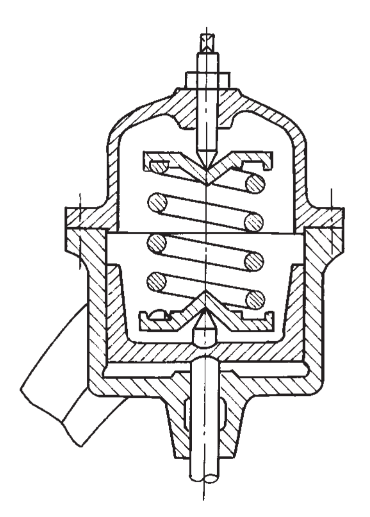


Рис. 3.30. Установка пружины сжатия на шарнирных опорах

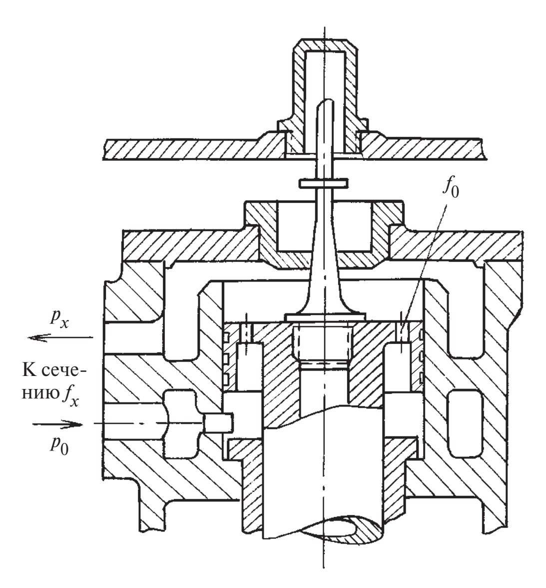


Рис. 3.31. Вращающийся золотник с гидравлическим выключателем (с гидравлической пружиной)

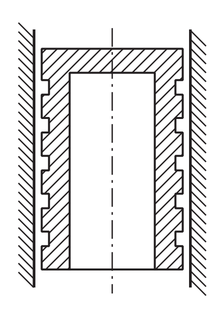


Рис. 3.32. Поршень с кольцевыми канавками

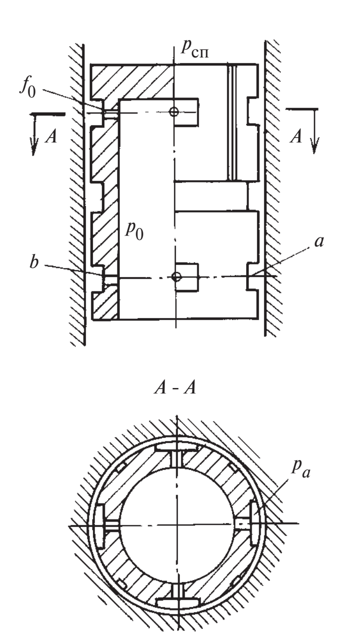


Рис. 3.33. Самоцентрирующийся поршень

зазоре. Наиболее просто это может быть достигнуто проточкой на поверхности поршня кольцевых канавок (рис. 3.32).

Другой способ уравновешивания поперечных сил, действующих на поршень, указан В.Н. Веллером. Предложенный им *самоцентрирующийся поршень* схематически изображен на рис. 3.33. На цилиндрической поверхности поршня симметрично выфрезерованы прямоугольные впадины, сообщающиеся отверстиями, имеющими малую площадь сечения f_0, с внутренней полостью поршня, в которой поддерживается повышенное давление p_0. Из впадин рабочая жидкость через зазор по их периферии вытекает в полость пониженного давления $p_{сл}$ над поршнем. Из-за сопротивления зазора между поршнем и цилиндром во впадинах устанавливается некоторое промежуточное давление $p_а$, меньшее, чем давление во внутренней полости p_0, но большее, чем давление над поршнем $p_{сл}$.

Если поршень под действием поперечной силы сместится из соосного расположения с цилиндром, например, в направлении впадины *a*, то зазор здесь уменьшится, а в области противоположной впадины *b* возрастет. Давление масла во впадине *a* увеличится, а во впадине *b* снизится. Разность давлений $p_a - p_b$ создаст усилие, которое будет стремиться отжать поршень в сторону большего зазора, т.е. его сцентровать.

Некоторым недостатком такого поршня является опасность засорения отверстий малого диаметра (f_0), в результате чего поршень потеряет самоцентрируемость. Вероятность засорения может быть несколько снижена выполнением двух

отверстий с суммарным сопротивлением, равным расчетному.

Одним из наиболее эффективных способов повышения чувствительности поршней и золотников является придание им вращения. Пример такой конструкции был показан на рис. 3.31. Дифференциальный поршень промежуточного сервомотора выполнен как одно целое с проточным золотником следующего звена усиления. Сверления (f_0), через которые масло из нижней полости сервомотора поступает в верхнюю, выполнены тангенциальными. Силы реакции струй масла создают вращающий момент, приводящий поршень сервомотора и золотник в интенсивное вращение. Между золотником и буксой образуется масляная пленка, и сопротивление смещению золотника падает практически до нуля.

Вращающиеся поршни, как правило, применяются в сочетании с гидравлическими пружинами, причем для вращения обычно используется тот поток масла, который обеспечивает работу сервомотора с проточным золотником, так что дополнительного расхода масла при этом не требуется. Так как поддерживающая сила в зазоре пропорциональна вязкости, то применение вращения золотников эффективно только в системах, работающих на относительно вязкой жидкости, в частности на масле. Вращение золотников, работающих на воде, влечет существенное увеличение ее расхода на нужды регулирования.

При смещении отсечного золотника из среднего положения потоки масла в открывающихся щелях не строго перпендикулярны оси золотника и на него действует сила реакции R, стремящаяся вернуть золотник в исходное положение. Эта сила не имеет значения, если золотник перемещается сервомотором предыдущего звена усиления с отсечным золотником. Но если в качестве привода золотника используется непосредственно регулятор или сервомотор с проточным золотником, ее надо учитывать и по возможности уменьшать.

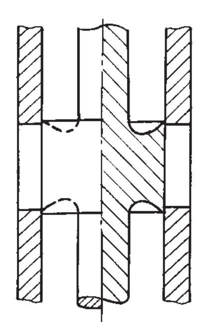


Рис. 3.34. Выполнение кромок отсечного золотника

А.В. Щегляев, впервые исследовавший эти силы, предложил простой способ их снижения — выполнением кромок отсечного золотника, как показано на рис. 3.34.

Дополнительные воздействия на золотник могут оказывать проходящие через него управляемые потоки рабочей жидкости, что необходимо учитывать при конструировании золотника. Для уравновешивания поперечных сил регулируемые сечения следует размещать равномерно по окружности. Неравномерность подвода и отвода жидкости по длине отсекающей кромки может быть существенно уменьшена кольцевыми выточками в буксе (см. рис. 3.35).

3.2.4. Фильтрация помех

В системах регулирования наряду с полезными сигналами формируются внутренние возмущения, которые носят характер помех, вызывающих пульсацию золотников и сервомоторов около их расчетного положения. В системах регулирования турбин с гидравлическими связями такие случайные колебания чаще всего связаны с пульсациями давления рабочей жидкости в напорной и импульсной линиях, причинами которых могут быть вихреобразование в проточной части насоса, воздух, попавший в масло, и др. Случайные колебания золотников и сервомоторов в свою очередь могут усиливать пульсацию давления, явившуюся первопричиной колебаний.

Небольшие по амплитуде колебания промежуточных сервомоторов и связанных с ними золотников неизбежны и с определенной точки зрения могут рассматриваться даже как желательные, так как вызывают расхаживание этих элементов, что препятствует возникновению застойной нечувствительности. Однако, если эти колебания достигают главного сервомотора, они вызывают износ элементов передаточного механизма от сервомотора к регулирующим клапанам, гидравлические удары в маслопроводах, недопустимые колебания нагрузки.

Колебания отсечного золотника не вызовут смещения поршня главного сервомотора, если высоту регулирующего поршня золотника выбрать большей, чем высота перекрываемого им окна в буксе, т.е. выполнить перекрыши на отсекающих кромках: Δy_1 — на стороне подвода масла и Δy_2 — на стороне его слива (рис. 3.35). Такое решение, хотя и обеспечивает надежную фильтрацию помех, имеет существенный недостаток: возникает нечувствительность сервомотора. Чтобы ее исключить, в пределах перекрыши выполняют специальные пропилы чаще всего прямоугольной или треугольной формы. Теперь при небольших, не превышающих перекрыш, случайных отклонениях золотника масло к сервомотору поступает только через ограниченные сечения пропилов, что хотя и вызывает смещение поршня сервомотора, исключающее нечувствительность, но с малой скоростью. Поршень сервомотора не успевает заметно сместиться и существенно изменить мощность турбины.

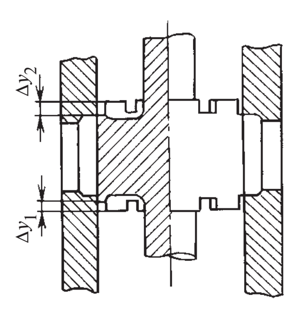


Рис. 3.35. Перекрыши на отсекающих кромках отсечного золотника

Следует, однако, отметить, что перекрыши в золотнике, даже если они выполнены с пропилами, ухудшают динамику регулирования при больших возмущениях, в частности при сбросах нагрузки, так как скорость движения сервомотора при смещении золотника в пределах перекрыши замедляется, что сопровождается дополнительным повышением частоты вращения. Поэтому перекрыши выбираются небольшими, во всяком случае не превышающими 0,05—0,1 условного хода золотника на неравномерность (см. § 6.5), но в этом случае надо принять все меры к снижению уровня помех в системе регулирования.

3.3. РЕГУЛЯТОРЫ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Рассмотрим регуляторы, получившие наибольшее применение в системах регулирования паровых турбин, а именно регуляторы частоты вращения и давления.

Отметим, что в этой книге, следуя давним традициям литературы по регулированию хода машин и большинству трудов по регулированию турбин, под регулятором понимается устройство, измеряющее регулируемый параметр. В литературе по автоматическому регулированию это устройство чаще именуется датчиком, а под регулятором понимается вся совокупность элементов системы регулирования, за исключением объекта регулирования.

3.3.1. Центробежные регуляторы частоты вращения

Предельно упрощенная принципиальная схема плоского *центробежного регулятора частоты вращения* показана на рис. 3.36. Груз массой m вращается с угловой скоростью ω вокруг оси YY. На установившихся режимах, если пренебречь

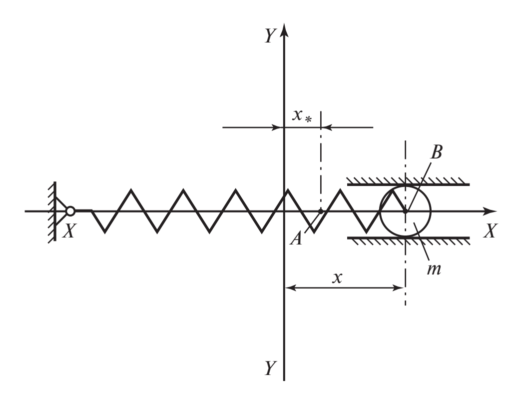


Рис. 3.36. Принципиальная схема плоского центробежного регулятора частоты вращения

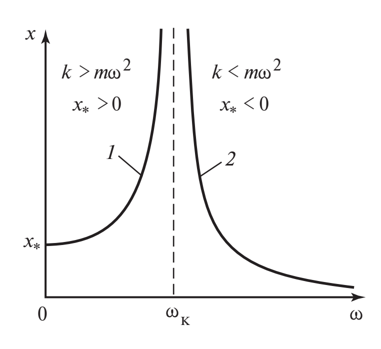


Рис. 3.37. Статические характеристики центробежного регулятора частоты вращения (*1*) и автомата безопасности (*2*)

силами сопротивления, на груз действуют центробежная сила $C = m\omega^2 x$ и упругая сила пружины $E = k(x - x_*)$, уравновешивающие друг друга:

$$m\omega^2 x = k(x - x_*). \qquad (3.15)$$

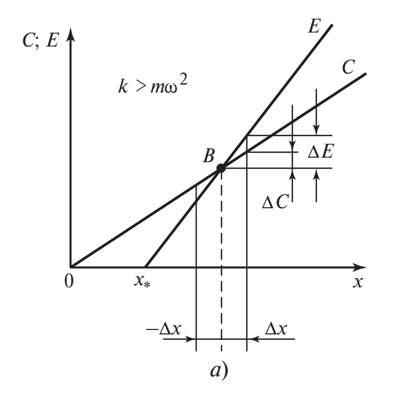
Здесь k — жесткость пружины; x — координата центра масс груза, отсчитываемая от оси вращения; x_* — координата центра масс груза невращающегося регулятора, причем $x_* > 0$.

Решив уравнение (3.15) относительно x, найдем

$$x = \frac{kx_*}{k - m\omega^2}. \qquad (3.16)$$

Зависимость (3.16) для некоторых фиксированных значений m, k и x_* показана на рис. 3.37 (кривая *1*). Она представляет собой *статическую характеристику регулятора*, построенную в диапазоне $0 \le \omega < \omega_к$, где $\omega_к = \sqrt{k/m}$ — критическая угловая скорость.

Для любой точки статической характеристики справедливо соотношение $k > m\omega^2$, характерное для *устойчивого регулятора.* Покажем это, построив диаграмму сил (рис. 3.38, *а*), действующих на груз массой m при некоторой постоянной угловой скорости ω, соответствующей произвольно выбранной точке статической характеристики. Характеристика центробежной силы C пред-



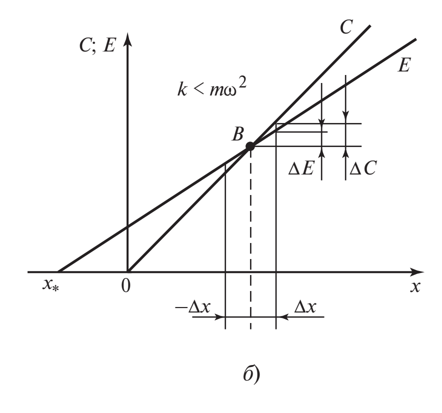


Рис. 3.38. Диаграмма сил центробежного регулятора частоты вращения:
а — для устойчивого регулятора; *б* — для неустойчивого регулятора (автомата безопасности)

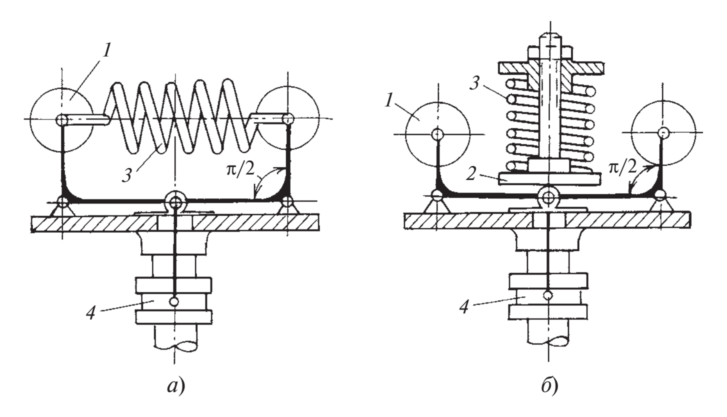


Рис. 3.39. Конструктивные схемы центробежных регуляторов частоты вращения:
а — с поперечной пружиной; *б* — с продольной пружиной; *1* — груз; *2* — опора пружины; *3* — пружина; *4* — муфта (указатель)

ставляет собой прямую с угловым коэффициентом $m\omega^2$, проходящую через начало координат. Прямолинейная характеристика упругой силы пружины *E* с угловым коэффициентом *k* пересекает ось абсцисс в точке x_*. Точка, в которой характеристики пересекаются, соответствует положению равновесия. При отклонении груза из этого положения на $\pm\Delta x$ возникает неуравновешенная восстанавливающая сила, стремящаяся вернуть груз в исходное состояние, что и свидетельствует об устойчивости регулятора.

Для того чтобы устройство, принципиальная схема которого показана на рис. 3.36, могло выполнить функции регулятора частоты вращения, надо иметь возможность использовать перемещение груза для воздействия на пропуск пара в турбину. Две широко распространенные в прошлом конструктивные схемы механических регуляторов частоты вращения показаны на рис. 3.39. Современные конструкции регуляторов будут рассмотрены ниже.

В области угловых скоростей $\omega_к < \omega < \infty$, как следует из (3.16), положительные равновесные значения координаты *x* возможны только при $x_* < 0$. Несколько видоизмененная модель регулятора с $x_* < 0$ показана на

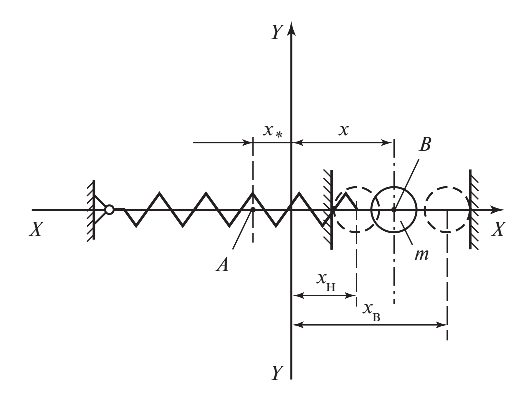


Рис. 3.40. Принципиальная схема неустойчивого центробежного регулятора частоты вращения (автомата безопасности)

рис. 3.40, а его статическая характеристика — на рис. 3.37 (кривая *2*). Для того чтобы при возрастании угловой скорости груз смещался в положительном направлении оси *XX*, в первоначальное положение с координатой $x_н > 0$ он устанавливается нижним ограничителем хода.

На диаграмме сил, построенной для этого регулятора на рис. 3.38, *б*, характеристика центробежной силы *C* имеет больший угол наклона, чем характеристика упругой силы пружины *E*, так как для всех точек статической характеристики регулятора справедливо соотношение $k < m\omega^2$.

Поэтому при любом отклонении груза от положения равновесия возникнет неуравновешенная сила, стремящаяся увеличить это отклонение. Регулятор с такой характеристикой является *неустойчивым* и, следовательно, не может быть применен для регулирования частоты вращения. Тем не менее это устройство широко используется в системах защиты турбин в качестве механического *автомата безопасности*, формирующего сигнал на закрытие парозапорных органов турбины при недопустимом повышении частоты вращения.

Следует отметить, что неустойчивый регулятор кроме нижнего ограничителя хода должен иметь и верхний, так как, начав двигаться, груз перемещается в пределах всего хода между ограничителями.

Рассмотрим еще раз характеристику неустойчивого регулятора — автомата безопасности (рис. 3.41). При $\omega < \omega_{ср}$, где $\omega_{ср}$ — угловая скорость, на которую настраивается срабатывание автомата безопасности, груз (боек) находится на нижнем упоре — ограничителе, т.е. $x = x_н$. При достижении $\omega = \omega_{ср}$ боек скачком перемещается на верхний упор ($x = x_в$), где и остается не только при дальнейшем повышении угловой скорости, но и при снижении ее до $\omega = \omega_{пос}$, когда боек скачком переместится на нижний упор. Таким образом, меняя частоту вращения, можно непосредственно определить только две точки статической характеристики неустойчивого регулятора, соответствующие угловым скоростям срабатывания и обратной посадки бойка на нижний упор (точки *A* и *B*). Промежуточные точки характеристики можно найти, изменяя ход бойка, например варьируя положение его верхнего упора (точки *C*, *D* и др.).

Особенности характеристики автомата безопасности поясним с помощью диаграммы сил, представленной на рис. 3.42. При перемещении бойка из положения x_* на нижний упор $x_н$ пружина получает предварительное натяжение E_0. Угловой коэффициент $m\omega^2$ характеристики центробежной силы *C* определяется угловой скоростью ω. При ее возрастании характеристика силы *C*, проходящая через начало координат, поворачивается против часовой стрелки и при $\omega = \omega_{ср}$ проходит через точку с координатами ($x_н$, E_0). При $\omega < \omega_{ср}$ $C < E_0$ и разность сил $E_0 - C$ удерживает боек на нижнем упоре. При $\omega = \omega_{ср}$ $C = E_0$, реакция упора равна нулю, и при дальнейшем повышении угловой скорости боек начнет смещаться в сторону верхнего упора. Так как характеристика центробежной силы имеет больший угол наклона, чем характеристика упругой силы пружины, неуравновешенная сила возрастает по мере движения бойка и он скачком переместится на верхний упор. При этом центробежная сила возрастет до $C_{макс}$, а усилие пружины — до $E_{макс}$. Силой

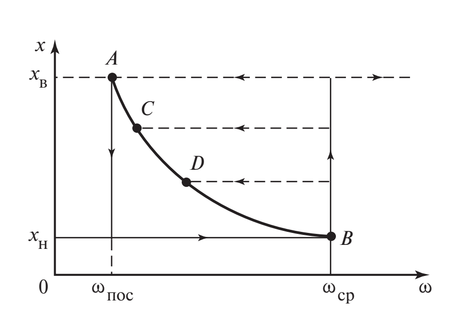


Рис. 3.41. Статическая характеристика автомата безопасности

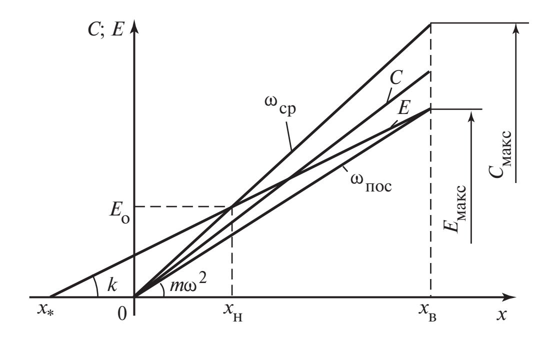


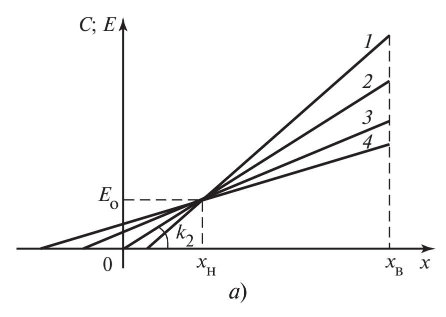
Рис. 3.42. Диаграмма сил автомата безопасности

$C_{макс} - E_{макс}$ боек прижимается к верхнему упору. При снижении угловой скорости в диапазоне $\omega_{пос} < \omega < \omega_{ср}$ сохраняется положительная равнодействующая $C - E_{макс}$, которая удерживает боек на верхнем упоре до тех пор, пока угловая скорость не упадет до $\omega_{пос}$, когда станет $C - E_{макс} = 0$. При дальнейшем снижении частоты вращения усилие пружины превысит центробежную силу, боек начнет двигаться в направлении нижнего упора под действием все возрастающей разности сил $E - C$ и скачком переместится на нижний упор.

Нетрудно видеть, что чем больше разность угловых скоростей $\omega_{ср} - \omega_{пос}$, тем больше раствор характеристик C и E и тем «энергичнее» действует автомат безопасности, что существенно для командного органа системы защиты, который должен сработать и при случайном возникновении в процессе эксплуатации дополнительных сил сопротивления (трения). Вопрос о выборе $\omega_{ср}$ и $\omega_{пос}$, а также способы проверки работоспособности автомата безопасности будут рассмотрены в п. 16.2.2.

При сохранении величин $x_н$, $x_в$ и E_0, а следовательно, и $\omega_{ср}$ постоянными и изменении жесткости пружины k (линии *1—4* на рис. 3.43, *а*) статическая характеристика автомата безопасности меняется, как показано на рис. 3.43, *б*; причем кривая *1* ($k > k_2$) соответствует характеристике устойчивого, кривая *2* ($k = k_2$) — характеристике безразличного и кривые *3* и *4* ($k < k_2$) — характеристикам неустойчивого регуляторов.

Переход от характеристики неустойчивого к характеристике устойчивого регулятора можно наблюдать, сохранив k, $x_н$ и $x_в$ и изменяя первоначальное натяжение пружины E_0 (рис. 3.44).



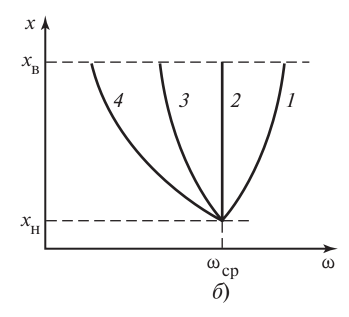
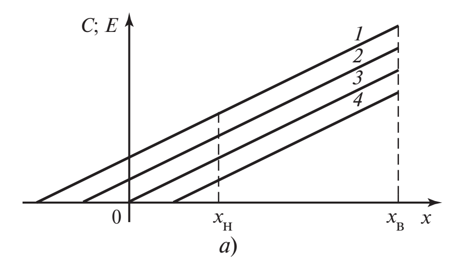


Рис. 3.43. Характеристики автомата безопасности при изменении жесткости пружины *k*:
а — диаграмма сил; *б* — статические характеристики



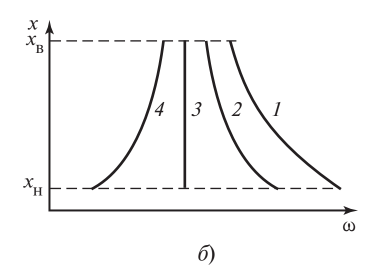


Рис. 3.44. Характеристики автомата безопасности при изменении первоначального натяжения пружины E_0:
обозначения те же, что на рис. 3.43

3.3.2. Конструкции современных центробежных регуляторов частоты вращения

В настоящее время в системах регулирования отечественных турбин механические регуляторы частоты вращения применяются в виде *быстроходных бесшарнирных упругих регуляторов*, приводимых непосредственно от вала турбины без характерной для прежних конструкций редукторной передачи.

Впервые в мировой практике такой регулятор был разработан А.В. Щегляевым и С.Г. Смельницким на кафедре паровых и газовых турбин МЭИ и применен в 1949 г. при реконструкции системы регулирования и маслоснабжения турбины Броун-Бовери мощностью 22 МВт [53].

Регулятор (рис. 3.45) расположен на торце вала главного масляного насоса, соединенного с валом турбины шлицевым соединением, допускающим некоторую расцентровку и осевое смещение.

Упругий элемент регулятора выполнен в виде двух пакетов пружин *1*, каждый из которых состоит из десяти витков стальной ленты сечением 25×0,5 мм, навитой по спирали со средним диаметром витка 100 мм. При вращении пакеты упруго деформируются, принимая форму близкую к эллиптической с малой осью вдоль оси вращения. Для исключения трения между витками пружины в местах крепления грузов *4* и отбойной пластины *2* к пакетам и пакетов к цапфе заложены металлические прокладки, сохраняющие зазор между витками 0,5 мм.

Осевое смещение отбойной пластины при отклонении частоты вращения изменяет зазор между пластиной и соплом *3* и тем самым расход масла через сопло, который определяет положение дифференциального сервомотора первого звена усиления.

Так как перемещение отбойной пластины обусловлено только упругими деформациями пружины, регулятор не имеет изнашиваемых деталей и практически лишен нечувствительности.

Масса грузов регулятора (примерно 10 г на виток) выбрана с таким расчетом, чтобы при максимально возможной упругой деформации пружин регулятора на рабочей частоте вращения не допустить их пластической деформации при испытании автомата безопасности повышением частоты вращения. Статическая характеристика регулятора показана на рис. 3.46 (кривая *а*).

При отсутствии предварительной затяжки пружин полный ход отбойной пластины при изменении частоты вращения от нуля до номинальной составляет примерно 15 мм. При этом в области рабочей частоты вращения удельный ход отбойной пластины равен 1 мм на 100 об/мин. Следовательно, при $\delta = 0{,}05$ ход регулятора на неравномерность составляет $x_0 = 1{,}5$ мм, что вполне достаточно для четкого управления турбиной.

Для уменьшения диаметра сливного сопла, расхода масла через сопло и динамического воздействия струи масла на регулятор он выполнен с предварительной затяжкой пружин и вступает в работу при частоте вращения около 2700 об/мин.

Последующие модификации регулятора частоты вращения МЭИ выполнялись без предварительной затяжки пружин (рис. 3.47). Упругий элемент регулятора состоит из двух пакетов стальных пружин по пять витков в каждом. Пакеты с одной стороны крепятся к фланцу цапфы *1*, входящей в опорно-упорный подшипник регулятора, а с другой — к проточному золотнику *4* промежуточного сервомотора и соединены между собой жестко прикрепленными грузами *3*. Букса, в которой вращается золотник регулятора, вручную или реверсивным электродвигателем может перемещаться в осевом направлении, выполняя функции МУТ.

Поскольку регулятор не имеет предварительной затяжки пружин, то при выбранных пределах перемещения буксы он

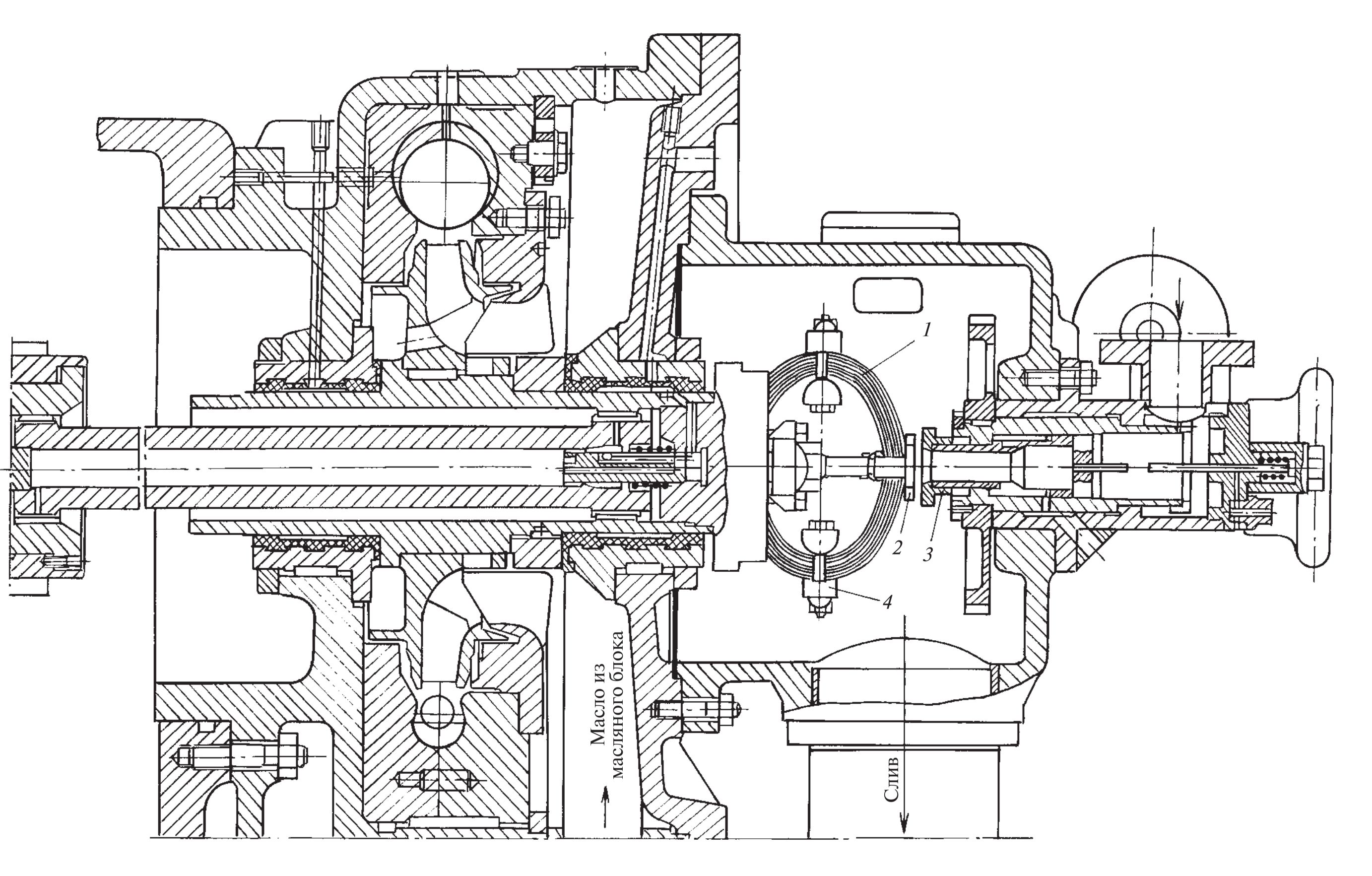


Рис. 3.45. Быстроходный упругий центробежный регулятор частоты вращения МЭИ с предварительной затяжкой пружин:
1 — пакет пружин; *2* — отбойная пластина; *3* — сопло; *4* — груз

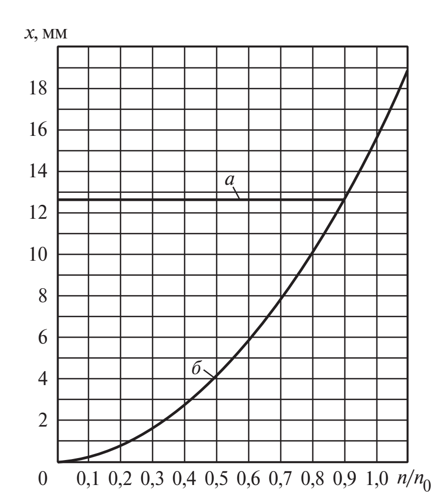


Рис. 3.46. Статические характеристики регуляторов частоты вращения МЭИ:

а — с предварительной затяжкой пружин; *б* — без затяжки пружин; *x* — осевое смещение отбойной пластины или золотника регулятора

может управлять турбиной при любой частоте вращения от толчковых оборотов ротора до уровня настройки автомата безопасности. Статическая характеристика регулятора показана на рис. 3.46 (кривая *б*).

С 1952 г. упругие регуляторы частоты вращения начали применятся на ЛМЗ, вначале с пониженной частотой вращения (1000 об/мин) на турбине К-150-170, а затем быстроходные (3000 об/мин).

Быстроходный регулятор частоты вращения ЛМЗ представлен на рис. 3.48. Упругий элемент регулятора состоит из плоской стальной ленты *5*, защемленной в траверсе *1*, и цилиндрической пружины *2*, закрепленной в центральном отростке траверсы. Центробежные силы грузов *3*, жестко укрепленных на ленте, в основном воспринимаются цилиндрической пружиной, разгружающей ленту. Смещение грузов при изменении частоты вращения деформирует ленту и приводит к осевому смещению отбойной пластины *4*, закрепленной в центральной части ленты. Так как переста-

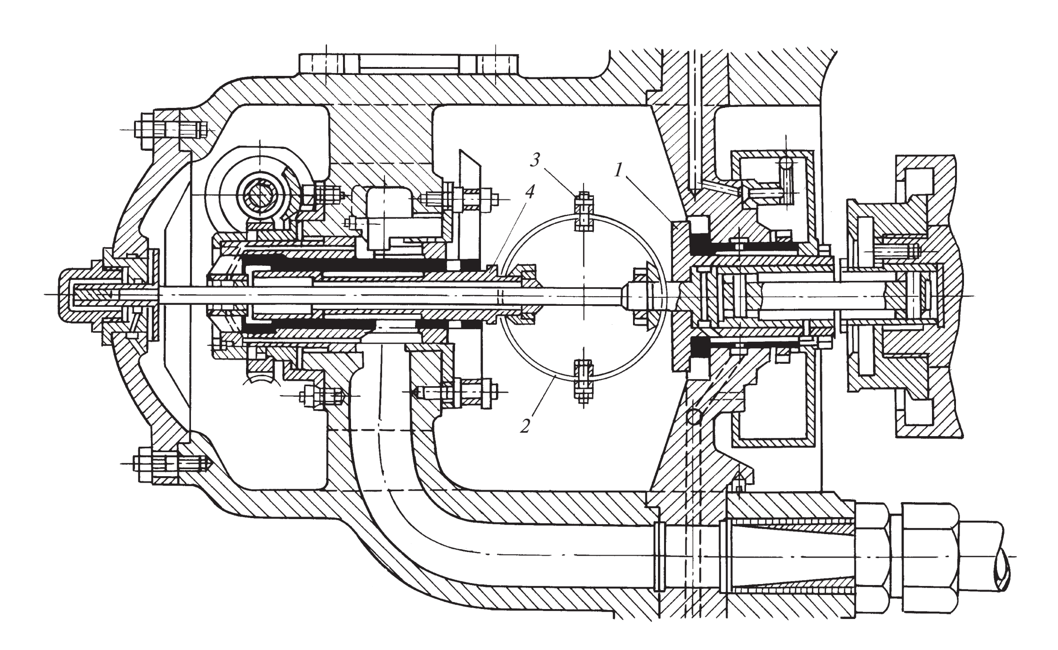


Рис. 3.47. Всережимный центробежный регулятор частоты вращения МЭИ:

1 — цапфа; *2* — упругий элемент; *3* — груз; *4* — проточный золотник

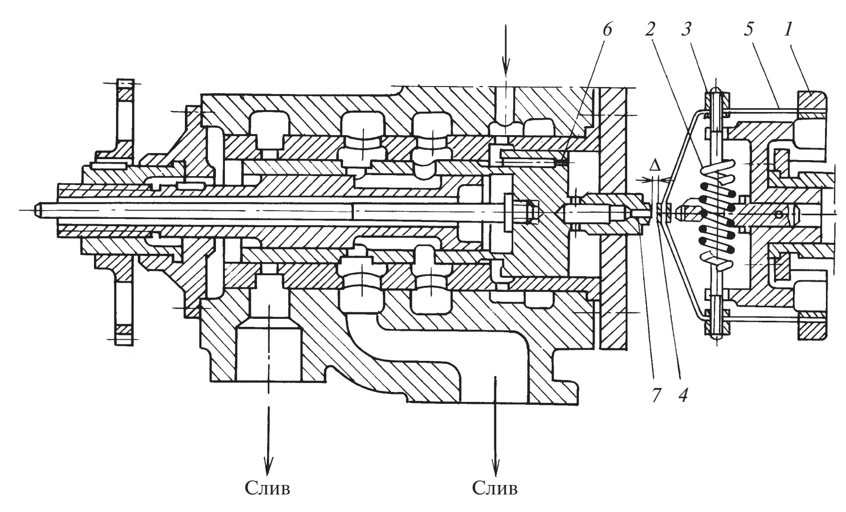


Рис. 3.48. Быстроходный регулятор частоты вращения ЛМЗ:
1 — траверса; *2* — цилиндрическая пружина; *3* — груз; *4* — отбойная пластина; *5* — лента; *6* — дифференциальный следящий сервомотор; *7* — сопло

новочное усилие регулятора невелико, то за перемещениями отбойной пластины следит дифференциальный сервомотор *6*, восстанавливающий зазор Δ между соплом *7* и пластиной *4* и перемещающий проточный золотник последующего звена усиления. Поскольку на всех установившихся режимах работы зазор Δ остается постоянным, то и динамическое воздействие струи масла на пластину остается практически неизменным. Так как регулятор не имеет предварительной затяжки пружин, то, как и регулятор МЭИ, он является *всережимным*. Малый ход регулятора на неравномерность (x_0 = 0,8…0,9 мм) исключает возможность установки его непосредственно на валу турбины, с которым он соединяется подвижной муфтой или шлицевым валиком.

3.3.3. Гидродинамический регулятор частоты вращения

В системах регулирования турбин наряду с механическим регулятором частоты вращения широкое применение нашел гидродинамический регулятор, представляющий собой центробежный масляный насос, соединенный непосредственно с валом турбины, в сочетании с чувствительным элементом, измеряющим давление за насосом или напор насоса, т.е. разность давлений в его напорной и всасывающей линиях. Системы регулирования с таким регулятором называются *гидродинамическими*. Их применяют многие отечественные турбинные заводы, в частности ТМЗ и КТЗ (рис. 3.49), а также ХТЗ на Украине.

В безрасходном режиме или при работе на сеть постоянного сопротивления напор насоса пропорционален квадрату частоты вращения, что дает возможность использовать его в качестве датчика импульса для регулирования частоты вращения турбины. Большинство систем гидродинамического регулирования именно так и построено: выделен специальный *импульсный насос — импеллер*, внешняя сеть которого образована дросселем постоянного сечения, например соплом инжектора, создающего подпор во всасывающей камере насоса.

При использовании в качестве датчика частоты вращения главного масляного насоса, обеспечивающего маслоснабжение систем регулирования и смазки, необхо-

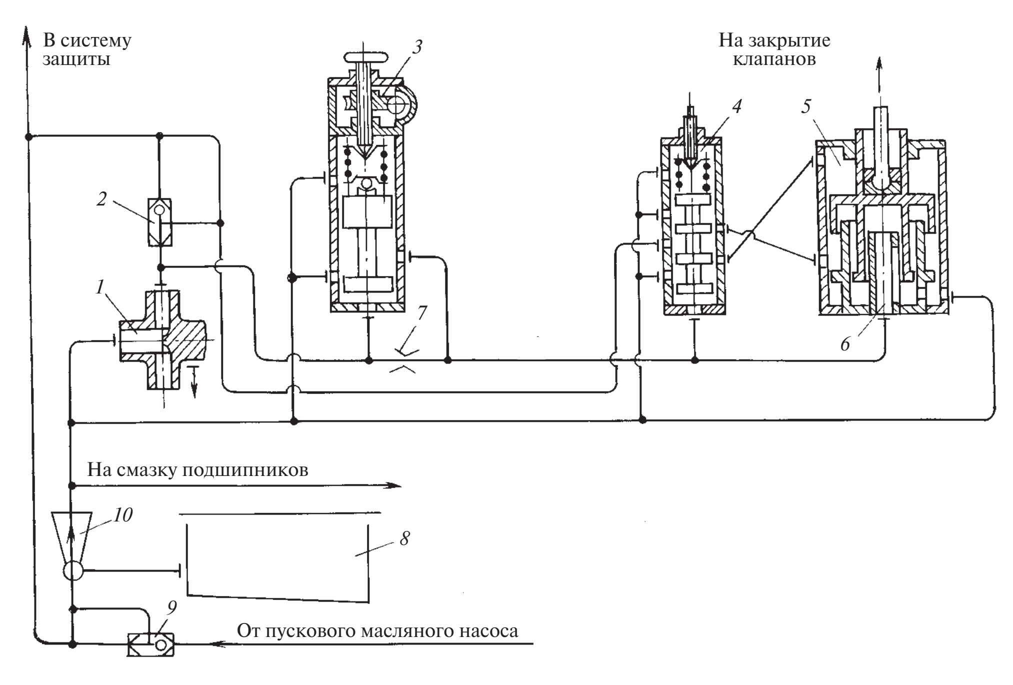


Рис. 3.49. Принципиальная схема гидродинамической системы регулирования конденсационной турбины КТЗ:

1 — центробежный масляный насос-регулятор; *2*, *9* — обратные клапаны; *3* — трансформатор давления; *4* — отсечной золотник; *5* — главный сервомотор; *6* — обратная связь; *7* — диафрагма; *8* — масляный бак; *10* — инжектор

димо принять во внимание возможность искажения регулирующего импульса вследствие изменения характеристики внешней сети насоса в переходных процессах. Если гидравлическое сопротивление системы смазки достаточно стабильно, то сопротивление системы регулирования резко переменно главным образом из-за наличия в ней одного или нескольких сервомоторов с отсечными золотниками. По мере отклонения отсечного золотника от среднего положения гидравлическое сопротивление сервомотора падает, что вызывает смещение характеристики внешней сети насоса вправо, влияющее на положение рабочей точки насоса (рис. 3.50). Наложение одного процесса (изменение сопротивления внешней сети насоса) на другой (изменение частоты вращения ротора турбины) ослабляет регулирующий импульс ($p_2 < p_3$), а в некоторых

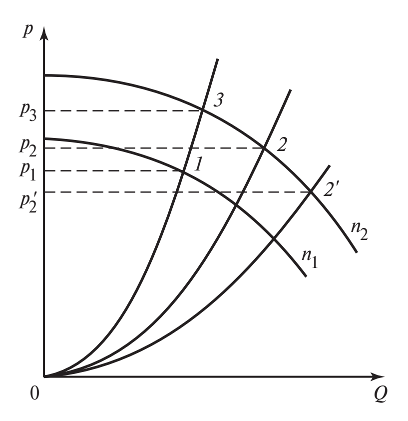


Рис. 3.50. Характеристики центробежного насоса и сопротивления его внешней сети:

Q — подача насоса

случаях он даже может стать ложным: несмотря на возрастание частоты вращения ($n_2 > n_1$) давление за насосом упадет ($p_2' < p_1$). Недопустимость такой ситуации очевидна. Ее можно избежать, либо отделяя, как уже отмечалось, импульсный насос от главного (рис. 3.51), либо выполняя насос с радиальными лопатками и тем самым максимально приближая его характеристику к горизонтальной линии. Именно такие насосы использует в своих системах гидродинамического регулирования КТЗ. Рабочие каналы насоса (рис. 3.52) образованы радиальными сверлениями в диске, выполненном как одно целое с валом турбины и являющемся гребнем упорного подшипника.

Серьезной проблемой, с которой сталкиваются в системах гидродинамического регулирования, является *пульсация импульсного давления*, которая, «прокатываясь» затем по всей системе регулирования, вызывает колебания главного сервомотора, а с ним и мощности, развиваемой турбиной. При больших амплитудах пульсации нормальная эксплуатация турбины становится затруднительной или даже невозможной.

Детальные исследования насосов систем гидродинамического регулирования позволили установить, что основной причиной пульсации импульсного давления является вихреобразование в потоке масла. В.Н. Веллером и другими исследователями предложены основные меры, которые

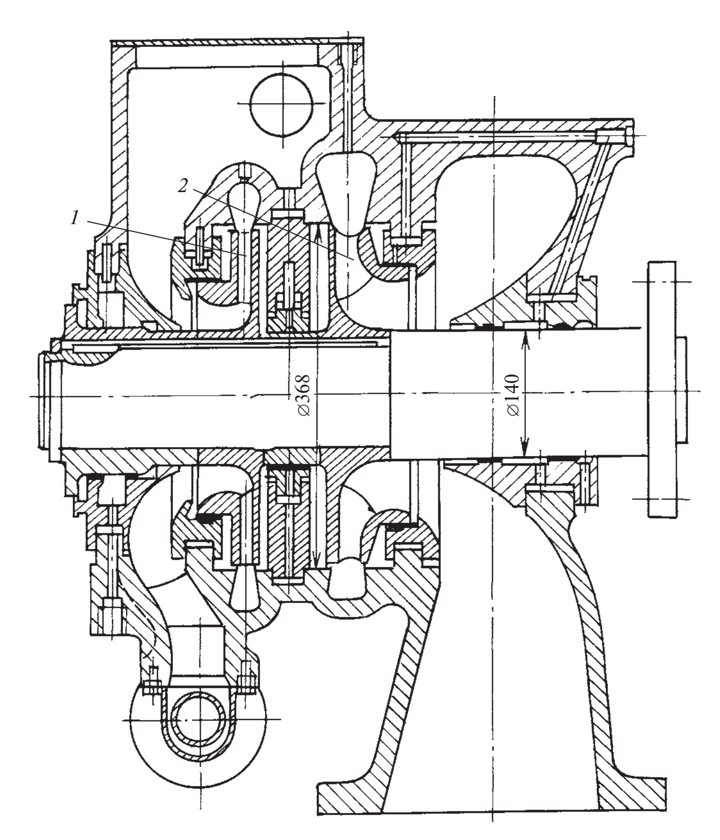


Рис. 3.51. Насосная группа турбин ТМЗ с гидродинамической системой регулирования:
1 — импеллер; *2* — главный масляный насос

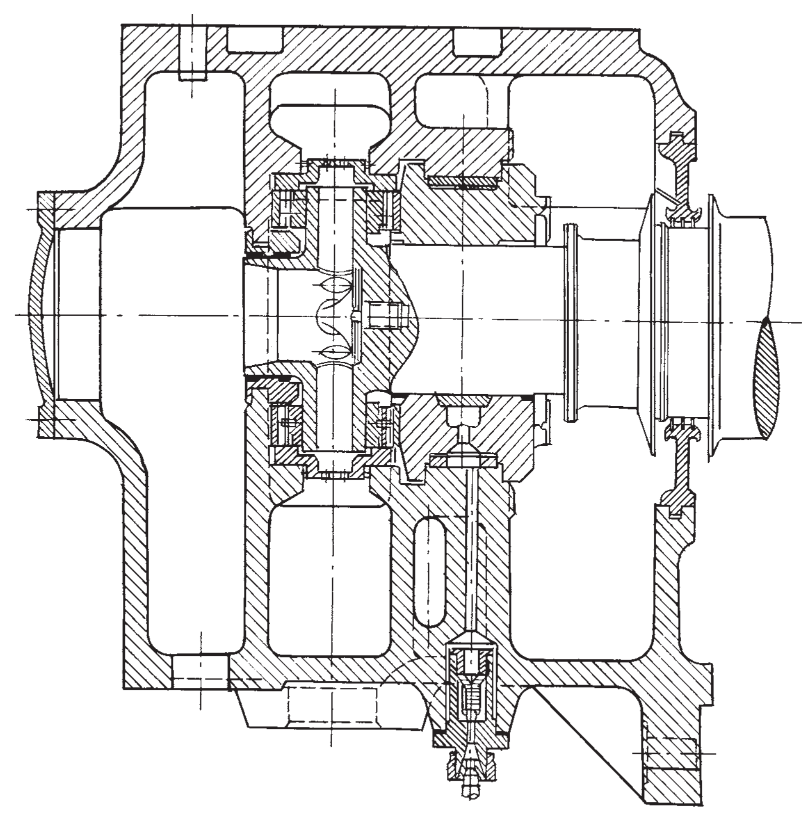


Рис. 3.52. Насос-регулятор турбин КТЗ

должны быть приняты для ослабления вихреобразования: установка неподвижных радиальных лопаток на входе в насос; выполнение входного канала рабочего колеса перед рабочими лопатками строго конфузорным; уменьшение утечки через переднее концевое уплотнение насоса и направление ее по потоку, к которому она подмешивается; применение малых углов атаки (не более 3—5°) при обтекании рабочих лопаток на входе; выбор угла выхода лопаток в пределах 30—35°; замена уплотнения на выходе из насоса лопаточным направляющим аппаратом и др.

Выполнение указанных и некоторых других мер дает возможность существенно снизить пульсацию давления за насосом, но полностью устранить ее принципиально невозможно. Поэтому во всех системах гидродинамического регулирования приходится применять перекрыши с запилами в отсечном золотнике главного сервомотора и выбирать максимально допускаемую стандартом и ПТЭ степень неравномерности регулирования частоты вращения.

3.3.4. Регуляторы давления

Регуляторы давления находят применение в системах регулирования теплофикационных турбин, в гидродинамических системах и для регулирования некоторого вспомогательного оборудования: деаэраторов, редукционно-охладительных установок (РОУ), быстродействующих РОУ (БРОУ) и др. Наибольшее распространение получили поршневые, мембранно-ленточные и сильфонные регуляторы.

Простейшим из них является *поршневой регулятор*, представляющий собой цилиндр с поршнем, нагруженным пружиной сжатия или растяжения (рис. 3.53). Его существенным недостатком является неоднозначность статической характеристики (рис. 3.54), вызываемая трением между поршнем и стенками цилиндра и характеризуемая *нечувствительностью*

$$\varepsilon_p = \frac{2\Delta p}{p_0} = \frac{2Q}{p_0 F}, \qquad (3.17)$$

где p_0 — номинальное измеряемое (регулируемое) давление; F — активная площадь поршня регулятора; Q — сила трения; Δp — полуширина зоны нечувствительности.

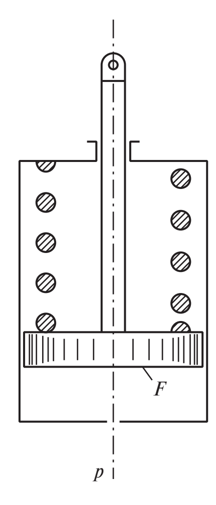


Рис. 3.53. Принципиальная схема поршневого регулятора давления

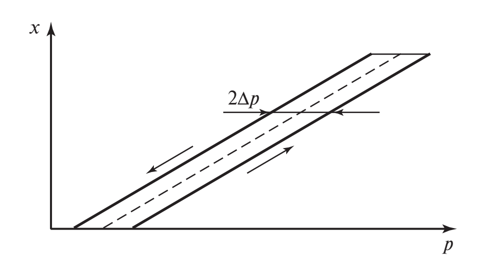


Рис. 3.54. Статическая характеристика поршневого регулятора давления с нечувствительностью

Для устранения нечувствительности необходимо исключить трущиеся детали из конструкции регулятора. Для этого в качестве измерительного органа регулятора можно использовать мембрану.

Прогиб в центре плоской упругой мембраны, нагруженной равномерно распределенным давлением и жестко защемленной по контуру, составляет

$$m = \frac{3p}{16Eh^3}(1 - \mu^2)R^4, \qquad (3.18)$$

где p — давление, нагружающее мембрану; h — толщина мембраны: R — радиус мембраны; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости материала мембраны.

Максимальное напряжение в мембране

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{3p}{4h^2}R^2, \qquad (3.19)$$

откуда

$$m = \frac{1 - \mu^2}{4Eh}R^2\sigma_{\text{макс}}. \qquad (3.20)$$

Приняв в качестве примера $R = 7{,}5$ см, $h = 0{,}2$ см, $\sigma_{\text{макс}} = 300$ МПа, $\mu = 0{,}3$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, найдем $m = 0{,}1$ см. Если выбрать степень неравномерности регулирования давления $\delta_p = 0{,}1$, то рабочий прогиб мембраны составит только $x_0 = 0{,}1$ мм. Достаточно четко управлять турбиной на столь малом ходе практически невозможно.

Оригинальное решение этой проблемы найдено А.В. Щегляевым. В предложенном им *мембранно-ленточном регуляторе* (рис. 3.55) мембрана опирается своей центральной частью на стальную ленту, закрепленную внизу винтовым соединением, с помощью которого можно создать первоначальное усилие сжатия в ленте, превышающее критическую эйлерову силу. В верхнюю полость регулятора между крышкой и мембраной передается измеряемое (регулируемое) давление, которое, нагружая мембрану, деформирует ее и вызывает продольный изгиб ленты. Поперечный прогиб ленты за пределом продольной устойчи-

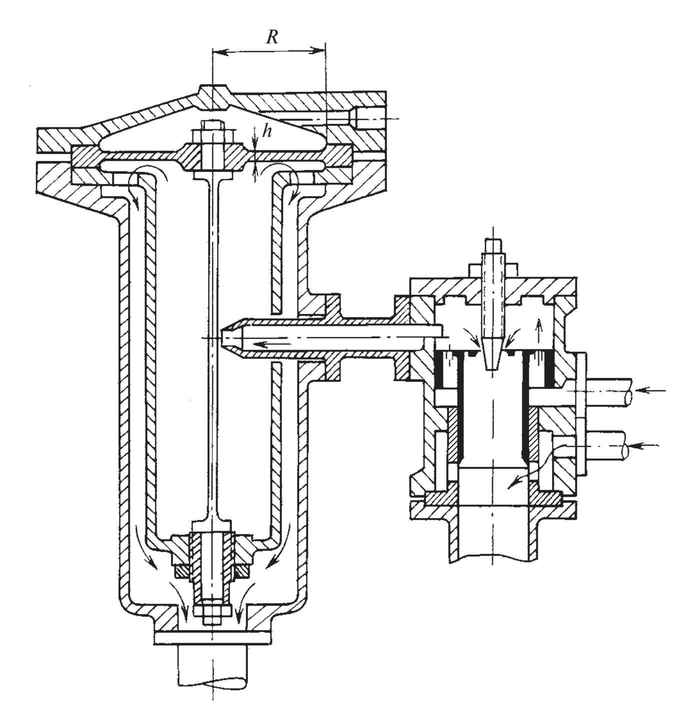


Рис. 3.55. Мембранно-ленточный регулятор давления А.В. Щегляева

вости более чем на порядок превышает смещение ее верхнего конца, т.е. прогиб мембраны, и оказывается достаточным для надежного управления турбиной.

Прогиб ленты изменяет площадь сечения слива в зазоре между лентой и соплом, что приводит к изменению давления в верхней полости дифференциального сервомотора первого звена усиления и его смещению, восстанавливающему это давление. Перемещение сервомотора воспринимается последующими звеньями усиления.

Чтобы исключить искажение импульса, формируемого регулятором, из-за неодинаковых тепловых удлинений ленты и корпуса, последние крепятся в стакане, омываемом маслом с двух сторон. Этим обеспечивается одинаковая температура ленты и стакана.

Работа мембранно-ленточного регулятора основана только на упругих деформациях. В нем нет трущихся деталей, что обеспечивает практически полное отсутствие нечувствительности. Регуляторы такого типа применяются в очень широком диапазоне давлений (0,07—30 МПа) при высокой их унификации, так как при переходе от одного давления к другому изменяются только толщины мембраны и крышки.

В некоторых случаях оказывается существенным влияние на деформацию ленты динамического воздействия струи масла, вытекающего из сопла, и приходится его компенсировать.

Мембранно-ленточные регуляторы нашли особенно широкое применение в системах регулирования теплофикационных турбин ТМЗ, где они используются для регулирования давления в отборах и как составная часть гидродинамического регулятора частоты вращения.

Значительную деформацию упругого элемента регулятора можно получить, если выполнить его в виде сильфона, как это сделано, например, в регуляторе давления ЛМЗ, показанном на рис. 3.56.

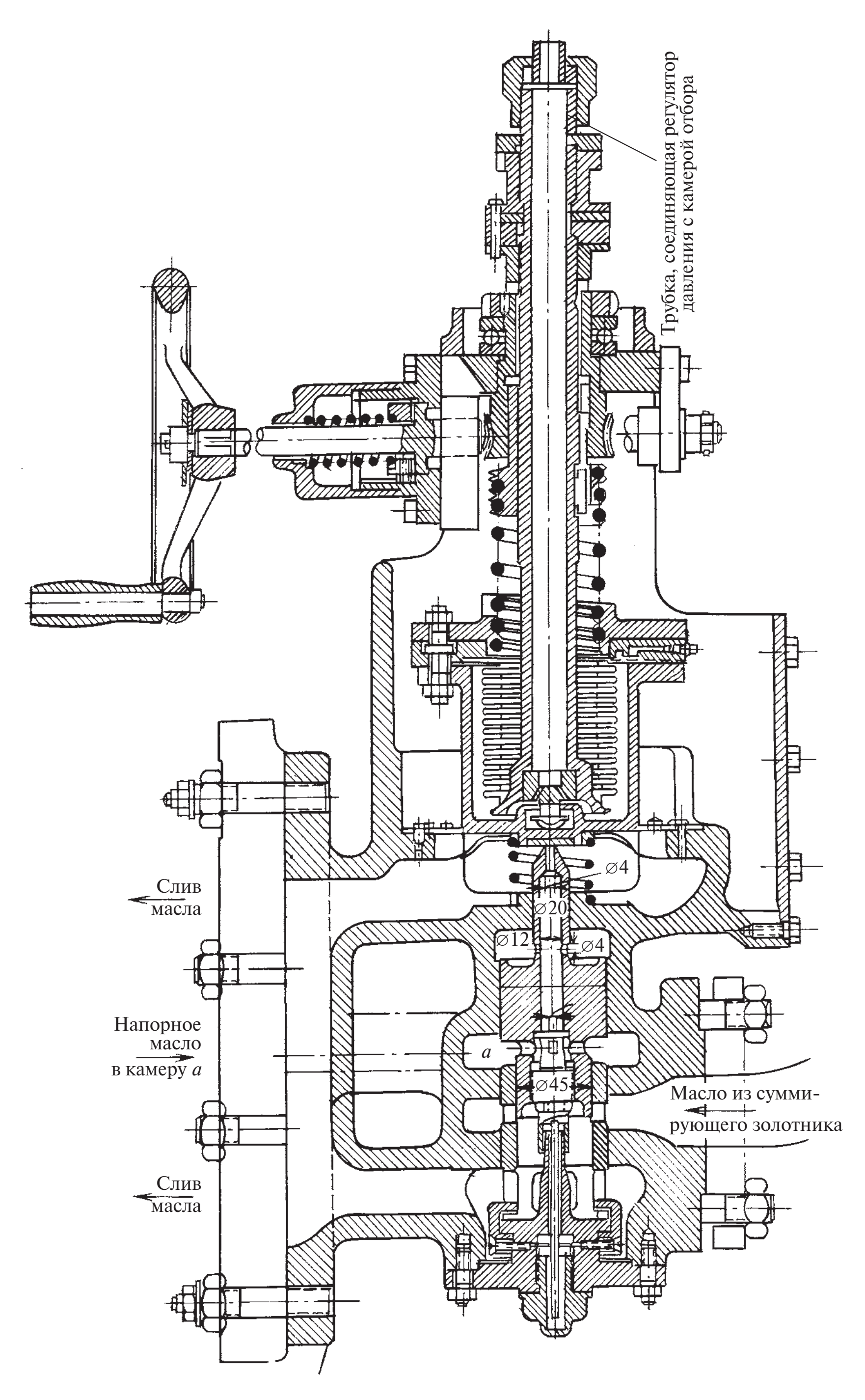


Рис. 3.56. Сильфонный регулятор давления ЛМЗ

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначены регулирующие клапаны турбины?
2. Каким требованиям должна удовлетворять конструкция регулирующего клапана?
3. Зачем некоторые регулирующие клапаны выполняются с дроссельными конусами?
4. Каков основной недостаток тарельчатого клапана?
5. Почему возникают большие динамические нагрузки на штоке клапана?
6. Что является основным недостатком неразгруженных односедельных клапанов?
7. В каких целях в турбинах используются двухседельные клапаны?
8. Почему двухседельные клапаны применяются только в турбинах малой мощности с умеренным давлением свежего пара?
9. Чем отличается разгрузка клапана от паровых усилий по расходу от разгрузки по давлению?
10. Почему разгрузка клапана по давлению никогда не выполняется полной?
11. С чем связан отказ от поршневых колец в клапанах с разгрузкой по давлению?
12. Как регулирующий клапан защищается от динамического воздействия парового потока?
13. В каких целях и как осуществляется паровая подгрузка клапана при средних и больших его открытиях?
14. Для чего в клапанной коробке устанавливается разделительное ребро?
15. Чем предотвращается вращение клапана паровым потоком?
16. Каковы основные аэродинамические требования к регулирующим клапанам?
17. Зачем на чашах некоторых клапанов выполняется перфорация?
18. Каково назначение защитных стаканов в современных конструкциях регулирующих клапанов?
19. Почему во многих теплофикационных турбинах вместо регулирующих клапанов ЧСД и особенно ЧНД применяются поворотные регулирующие диафрагмы?
20. На каком режиме работы теплофикационной турбины прижимающее паровое усилие, действующее на поворотную диафрагму, становится наибольшим?
21. Как осуществляется разгрузка поворотной диафрагмы от парового усилия?
22. Почему, когда одна из рабочих полостей сервомотора с отсечным золотником соединяется с напорной линией, другая полость обязательно соединяется со сливной линией?
23. Почему в качестве главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны турбины, применяется только сервомотор с отсечным золотником?
24. Почему максимальное усилие, создаваемое на поршне сервомотора, должно существенно превышать наибольшее расчетное усилие, приведенное к штоку сервомотора?
25. Почему главный сервомотор турбины кроме большой работоспособности должен иметь высокое быстродействие?
26. В каких целях некоторые главные сервомоторы выполняются с существенно различающимися активными площадями поршня в разных рабочих полостях сервомотора?
27. Чем достигается повышенное быстродействие односторонних сервомоторов?
28. Почему для привода стопорных клапанов применяются только односторонние сервомоторы?
29. В каких целях главные сервомоторы мощных паровых турбин ЛМЗ выполняются с телескопическими поршнями?
30. На каком участке хода клапана и в каких целях ограничивается подвод рабочей жидкости к главному сервомотору турбин ЛМЗ?
31. Почему сервомоторы с проточными золотниками не применяются в качестве главных, т.е. для привода регулирующих клапанов?
32. Как можно повысить чувствительность сервомоторов?
33. В каких целях в пределах перекрыш на отсечных золотниках главных сервомоторов иногда выполняются пропилы?
34. Почему боек автомата безопасности, начав двигаться при угловой скорости срабатывания, скачком перемещается в пределах всего хода между ограничителями?
35. Почему у автомата безопасности восстанавливающая частота вращения ниже частоты срабатывания?
36. Благодаря чему достигается высокая чувствительность быстроходных регуляторов частоты вращения МЭИ и ЛМЗ?

37. Почему быстроходные регуляторы частоты вращения МЭИ и ЛМЗ не могут быть установлены непосредственно на валу турбины?
38. Какие системы регулирования турбин называются гидродинамическими?
39. Почему в качестве датчика частоты вращения гидродинамических систем регулирования всех турбин (кроме турбин КТЗ) применяется не главный масляный насос, а специальный насос — импеллер?
40. Что дало возможность выполнить гидродинамическую систему регулирования турбин КТЗ однонасосной, т.е. использовать один насос в качестве главного и импульсного?
41. В каких целях применена лента в мембранно-ленточном регуляторе давления А.В. Щегляева?

Глава четвертая

МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ТУРБИН

4.1. ЕДИНАЯ СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

В течение длительного времени в системах регулирования турбин в качестве рабочей жидкости использовалось исключительно минеральное масло нефтяного происхождения, что давало возможность объединить маслоснабжение систем регулирования, защиты и смазки агрегата.

Минеральное масло как рабочая жидкость системы регулирования обладает ценными качествами: хорошей смазочной способностью, что облегчает достижение высокой чувствительности регулирования; оно не агрессивно и поэтому допускает применение обычных материалов; практически несжимаемо, чем определяется высокая скорость передачи сигналов по гидравлическим связям, и др.

Система маслоснабжения в значительной мере определяет надежность работы турбины, так как даже кратковременное прекращение подачи масла к подшипникам может привести к выплавлению их баббитовой заливки и тяжелому повреждению турбины, а оставить без масла систему регулирования — значит потерять управление турбиной.

По соображениям надежности маслоснабжения длительное время в качестве *главного масляного насоса* (ГМН) турбины выбирался *насос объемного типа:* вначале зубчатый, а впоследствии винтовой как имеющий бóльшую подачу и экономичность. Во многом это связывалось с тем, что насосы объемного типа обладают ценным свойством самовсасывания и для них неопасно попадание воздуха в линию всасывания. Подача насоса объемного типа пропорциональна частоте вращения, и он не срывает маслоснабжение даже при очень низкой частоте вращения. Благодаря этому возможен безаварийный останов турбины при отказе всех вспомогательных масляных насосов. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с насосом объемного типа приведена на рис. 4.1.

Наряду с достоинствами насосы объемного типа имеют и существенные недостатки. При тех расходах масла, которые необходимы в современных турбинах, по условиям кавитации насос приходится выполнять с пониженной частотой вращения вала и соединять с ротором турбины с помощью редукторной передачи, как правило, зубчатой. Такая передача не только усложняет конструкцию блока переднего подшипника, но и, что более существенно, недостаточно надежна из-за высокой скорости в зацеплении и пульсации ротора на масляной пленке в подшипниках. Авария передачи, вызывающая остановку главного масляного насоса, может привести к тяжелым последствиям для турбины.

Кроме того, насос объемного типа имеет неблагоприятную характеристику (рис. 4.2), что особенно проявляется в переходных процессах регулирования. Теоретическая характеристика насоса вертикальна. Из-за неизбежных перетечек из напорной линии во всасывающую действительная характеристика слабопадающая, т.е. с ростом давления за насосом его подача несколько уменьшается. На установившихся режимах работы турбины гидравлическое сопротивление внешней сети насоса определяется практически постоянным расходом масла, идущего на смазку подшипников, и достаточно стабильным потреблением масла промежуточными сервомоторами с проточными золотниками. В сервомоторах с отсечными золотниками покрываются только утечки масла. Харак-

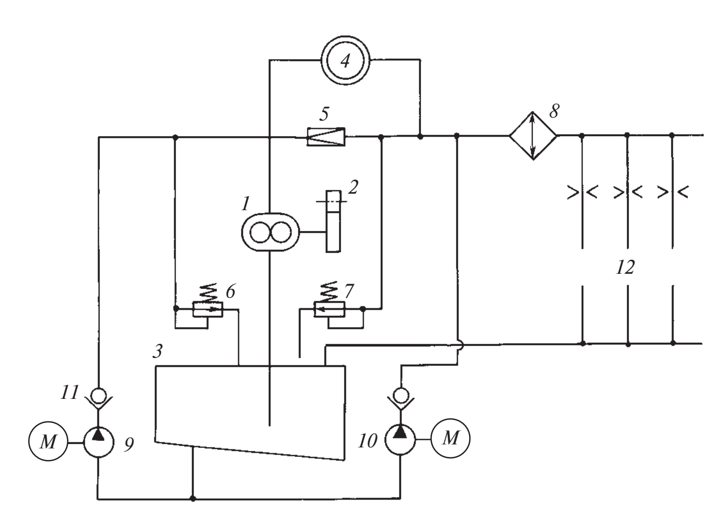


Рис. 4.1. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом объемного типа:

1 — главный масляный насос; *2* — редукторная передача; *3* — масляный бак; *4* — система регулирования; *5* — редукционный клапан; *6* — предохранительный клапан: *7* — маслосбрасывающий клапан: *8* — маслоохладитель: *9* — пусковой масляный насос высокого давления; *10* — аварийный масляный насос низкого давления; *11* — обратный клапан; *12* — масло к подшипникам

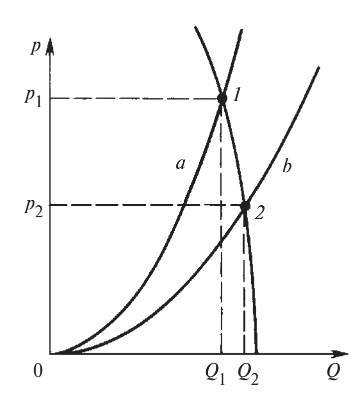


Рис. 4.2. Характеристика насоса объемного типа

теристика внешней сети насоса в статике на рис. 4.2 изображена линией *a* с рабочей точкой *1,* которая определяет развиваемое насосом давление p_1 и подачу Q_1.

В переходных процессах, когда при смещении отсечного золотника из среднего положения в сервомотор системы регулирования направляется большой поток масла, сопротивление внешней сети насоса резко падает (характеристика *b* на рис. 4.2), давление в напорной линии снижается до уровня p_2 при практически неизменной подаче $Q_2 \approx Q_1$. Такой глубокий провал давления масла в напорной линии системы регулирования в наиболее ответственный момент ее работы недопустим, поэтому приходится устанавливать *редукционный клапан 5* (см. рис. 4.1), который поддерживает давление в системе регулирования, сокращая подачу масла в систему смазки, что компенсируется возрастающим сливом масла из главного сервомотора. Редукционные клапаны показали себя в эксплуатации недостаточно надежными. Колебания клапана при резких изменениях расхода масла приводили к заметным пульсациям напорного давления и к гидроударам, которые иногда влекли за собой повреждения маслопроводов и даже вызывали пожары. Если редукционный клапан после завершения переходного процесса не откроется, то давление в системе регулирования может существенно возрасти. Чтобы исключить эту опасность, приходится устанавливать *предохранительный клапан 6.* Давление масла, направляемого в систему смазки,

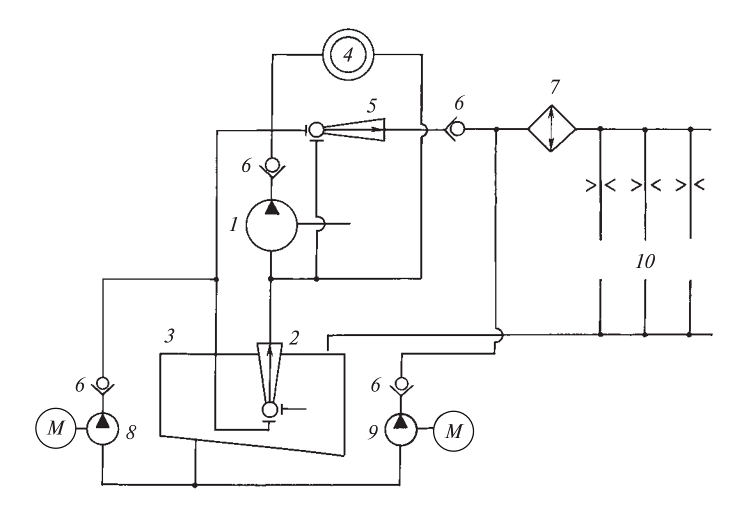


Рис. 4.3. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа:

1 — главный масляный насос; *2* — инжектор первой ступени; *3* — масляный бак; *4* — система регулирования; *5* — инжектор второй ступени; *6* — обратные клапаны; *7* — маслоохладитель; *8* — пусковой масляный насос высокого давления; *9* — аварийный масляный насос низкого давления; *10* — масло к подшипникам

поддерживается пружинным *маслосбрасывающим клапаном 7*.

Перечисленные и некоторые другие недостатки насосов объемного типа привели к тому, что в настоящее время они практически не используются в системах маслоснабжения турбин и заменены центробежными насосами.

Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа приведена на рис. 4.3. *Центробежный насос* легко может быть выполнен быстроходным и поэтому соединяется непосредственно с валом турбины. Насос имеет благоприятную характеристику (рис. 4.4) и в динамике существенно увеличивает подачу Q_2 при незначительном падении давления p_2 по сравнению со значениями Q_1 и p_1 при установившихся режимах работы.

Так как давление, развиваемое центробежным насосом, пропорционально квадрату частоты вращения вала и плотности его рабочей жидкости, то насос не может

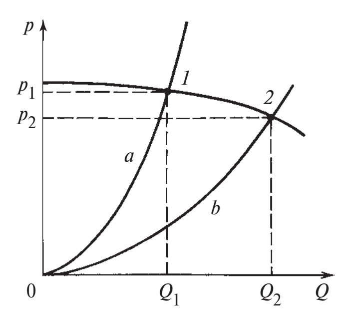


Рис. 4.4. Характеристика насоса центробежного типа

эвакуировать воздух из всасывающей линии, т.е. не обладает свойством самовсасывания, и перед пуском должен быть заполнен перекачиваемой жидкостью. Естественно, нельзя допустить попадания воздуха во всасывающую полость насоса, так как в этом случае он прекратит подачу жидкости. С этой целью во всасывающей линии поддерживается небольшое избыточное давление с помощью *инжектора* — струйного насоса, работающего на масле главного насоса и установленного ниже уровня масла в баке.

В *одноинжекторных схемах* давление масла за инжектором, выбираемое из потребностей системы смазки, превышает 0,1 МПа. Для предотвращения срыва насоса достаточно иметь значительно меньшее давление (около 0,03—0,05 МПа на уровне оси насоса). Так как КПД инжектора невысок, более экономичной оказывается *двухинжекторная схема,* в которой вторая ступень инжектора забирает часть масла после первой ступени и повышает его давление до уровня 0,1—0,15 МПа, необходимого для преодоления сопротивления маслоохладителей и коммуникаций системы смазки. Применение двух инжекторов вместо одного не снижает надежности маслоснабжения, так

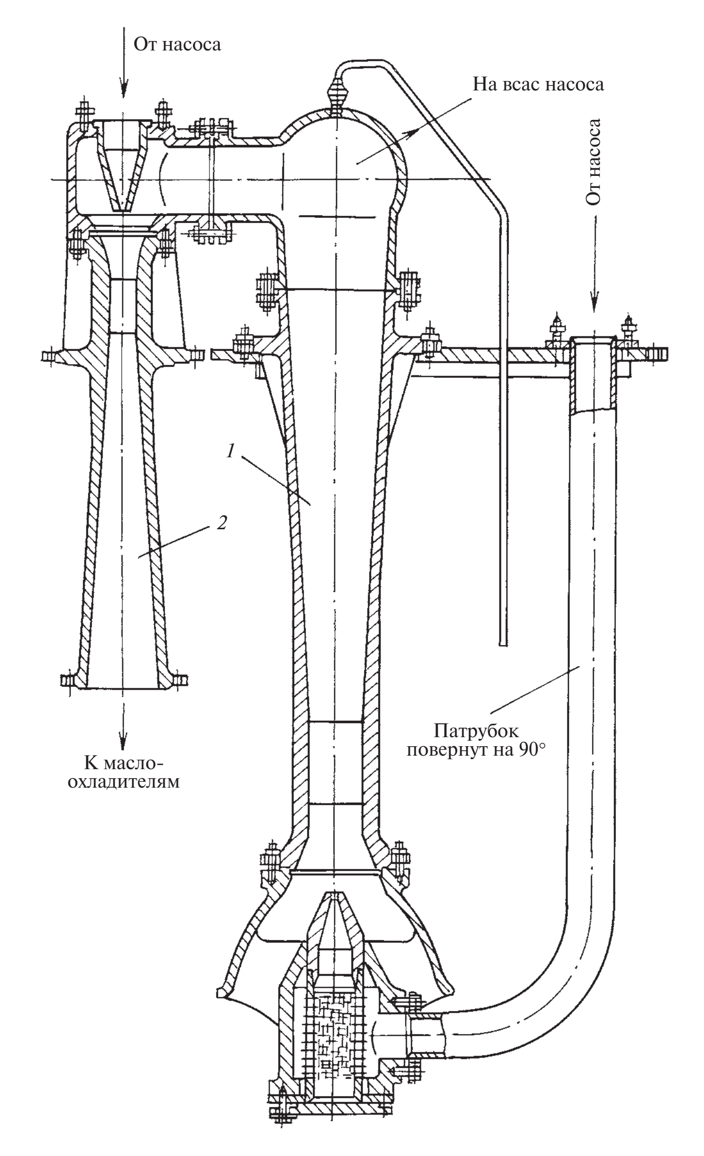


Рис. 4.5. Инжекторная группа:
1 — инжектор первой ступени; *2* — инжектор второй ступени

как в инжекторах нет движущихся частей, они просты по устройству и не требуют обслуживания (рис. 4.5).

Между инжектором второй ступени и подшипниками устанавливаются поверхностные *маслоохладители,* чтобы на всех режимах работы температура масла перед подшипниками не превышала 50 °С. Для того чтобы при нарушении герметичности маслоохладителей вода не попадала в масляную систему, давление масла в маслоохладителях поддерживается выше давления воды. Предполагается, что утечка масла будет своевременно обнаружена эксплуатационным персоналом. Однако масло, попавшее в систему циркуляционного водоснабжения, загрязняет водоемы электростанции, нанося ущерб окружающей среде. Поэтому в настоящее время все чаще давление воды в маслоохладителях выбирается бóльшим, чем давление масла. Одновременно принимаются меры, направленные на повышение герметичности маслоохладителей.

Для создания давления в системе регулирования при пуске турбины предусмотрен *пусковой масляный насос высокого давления 8* (см. рис. 4.3), который, кроме того, через инжектор заполняет маслом корпус главного насоса. По мере повышения частоты вращения турбины давление, развиваемое ГМН, растет, и, когда оно превысит давление за пусковым насосом, откроется *обратный клапан 6* за ГМН. Начиная с этого момента маслоснабжение систем регулирования, защиты и смазки обеспечивается ГМН и пусковой насос, обратный клапан за которым закроется, может быть остановлен.

Падение давления в системе смазки приводит к автоматическому пуску *вспомогательного масляного насоса низкого давления 9,* подающего масло только к подшипникам и приводимого электродвигателем постоянного тока.

4.2. ПРОТИВОАВАРИЙНОЕ МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Задачей системы смазки паровой турбины является надежная подача необходимого количества масла к подшипникам для того, чтобы:

- уменьшить потери мощности на трение в подшипниках;
- предотвратить износ поверхностей трения;
- отвести теплоту, выделяющуюся при трении, а также передаваемую от горячих частей турбины.

Высокая надежность маслоснабжения в турбинах с докритическими параметрами пара в значительной мере обеспечивалась приводом главного масляного насоса от вала турбины. Реализация этого принципиального решения, подтвержденного мировым опытом эксплуатации в течение десятилетий, при проектировании мощных паровых турбин на сверхкритические параметры пара столкнулась с серьезными трудностями. С повышением давления масла в системе регулирования выросли размеры насосной группы, что усложнило ее компоновку в блоке переднего подшипника. Значительные осевые перемещения корпуса подшипника затруднили организацию самокомпенсации маслопроводов большого сечения. Возрастание объема масла в баке, расположенном непосредственно под передним подшипником турбины вблизи горячих паропроводов, усугубило пожарную опасность турбоустановки. Слабым элементом оказалась и зубчатая муфта привода насоса от вала турбины, а нарушение работы насоса требовало останова турбины.

Переход на независимый привод насосов смазки от электродвигателей стал возможным благодаря достаточно высокой надежности питания собственных нужд на современных мощных электростанциях. Снятие главного масляного насоса с вала турбины и переход к автономным насосам с электроприводом были ускорены приме-

нением различных жидкостей в системах регулирования (воды или огнестойкого синтетического масла) и смазки (минерального масла).

Применение независимого привода насосов смазки дает немалые преимущества:

- независимый привод насосов смазки в сочетании со 100 %-ным резервом позволяет ремонтировать любой из насосов без останова турбины;
- можно удалить масляный бак от горячих элементов турбоустановки и разместить его на нулевой отметке, что существенно повышает пожаробезопасность;
- отпала необходимость в применении инжекторной группы для создания избыточного давления на всасывании ГМН и подачи масла на смазку;
- появилась возможность в исключительных случаях, например при пожаре, остановить насос смазки, специальными мероприятиями обеспечив безаварийный останов турбины;
- можно выполнить централизованную систему смазки — главной турбины, всех питательных насосов и другого оборудования.

Отмеченные преимущества независимого привода насосов смазки могут быть реализованы только при условии, что будет обеспечено надежное маслоснабжение при переключениях насосов, а также в аварийных режимах — при потере питания собственных нужд.

Привод главного насоса от вала турбины надежнее автономного привода от электродвигателя из-за возможной потери напряжения в сети собственных нужд электростанции, хотя на этот случай в системе маслоснабжения подшипников предусматриваются аварийные масляные насосы с приводом от электродвигателей постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи станции. Тем не менее надежность маслоснабжения подшипников оказывается несколько сниженной из-за невозможности мгновенно запустить двигатель насоса и падения напряжения на шинах аккумуляторной батареи при включении большой нагрузки (вместе с аварийными масляными насосами одновременно включаются и многие другие потребители аварийного резерва).

Задача резервирования маслоснабжения подшипников кардинально решается применением *противоаварийных емкостей* — бачков, встроенных в крышки подшипников агрегата (рис. 4.6). Масло от насоса поступает в бачок, откуда по двум трубкам подводится к вкладышу подшипника. По одной из них масло подается при нормальной работе, когда бачок находится под давлением. При прекращении подачи масла от основных и аварийных насосов давление в бачке снижается до атмосферного и масло поступает в подшипник по другой трубке самотеком. Одновременно защита по падению давления в системе смазки отключает генератор от сети. Хотя

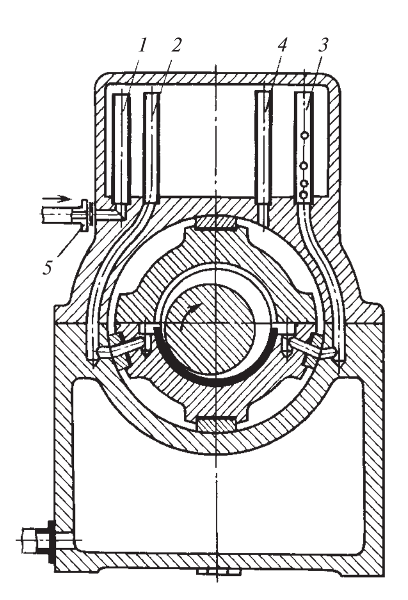


Рис. 4.6. Противоаварийная емкость опорного подшипника турбины:

1 — трубка подачи масла от насоса; *2* — трубка подвода масла в подшипник при нормальной работе; *3* — трубка аварийного подвода масла к подшипнику; *4* — воздушник; *5* — дозирующая шайба

турбина останавливается со срывом вакуума и выбег ее не превышает 20 мин, подача номинального расхода масла в течение всего выбега потребовала бы слишком большого запаса масла в бачке. Исследования показали, что в этом нет необходимости и расход масла можно сокращать пропорционально снижению частоты вращения ротора. Предложен простой и надежный способ программного регулирования расхода вытекающего масла. По высоте трубки *3* выполняется несколько отверстий разного диаметра. В начале выбега масло в подшипник поступает через все отверстия и открытый верхний торец трубки. По мере опорожнения бачка уровень масла, а следовательно, и напор снижаются и, кроме того, уменьшается число отверстий, через которые вытекает масло. Выбором расположения отверстий и значений их диаметров можно обеспечить требуемый закон подачи масла в подшипник.

Чтобы поступление масла из бачка не прекратилось до его полного опорожнения, пространство над уровнем масла в бачке соединяется воздушником *4* (переливной трубой) с атмосферой.

Для корректировки расхода масла на подшипники перед бачками устанавливают дозирующие шайбы *5*, диаметр которых выбирают из расчета, чтобы при номинальной частоте вращения давление в бачке составляло 40—70 кПа.

4.3. ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СИСТЕМА СМАЗКИ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Переход к автономным масляным насосам с электроприводом и удаление масляного бака от переднего подшипника турбины создали условия для организации независимой от системы регулирования *централизованной системы смазки турбоустановки,* которая обеспечивает маслом подшипники главной турбины, генератора, питательных насосов, гидромуфты питательных электронасосов. Одну из таких систем рассмотрим на примере энергоблока с турбиной К-800-240 ЛМЗ (рис. 4.7).

Для обеспечения слива масла из питательных насосов масляный бак *11* располагается на полу конденсационного помещения. Он состоит из трех отсеков: «грязного», промежуточного и «чистого». Масло из сливного коллектора *3* поступает в «грязный» отсек ниже уровня находящегося в нем масла. Перед промежуточным отсеком установлен дырчатый лист для равномерной раздачи масла по всему сечению отсека, в результате чего улучшается работа прямоточного воздухоотделителя. После воздухоотделителя установлен двухрядный сетчатый фильтр. Для непрерывной более тонкой фильтрации на промежуточном отсеке бака размещен фильтр тонкой очистки, через который проходит часть масла.

К масляному баку подключены три основных насоса *10* с электроприводом переменного тока (один или два рабочих и резервный, работающих попеременно) и два аварийных насоса *9* с электроприводом постоянного тока. Насосы располагаются на стенках бака, что уменьшает сопротивление на всасывании, обеспечивает надежную работу насоса при более глубоком снижении уровня масла в баке и исключает скопление воздуха в резервном насосе. По сравнению с насосами погружного типа такая схема установки насосов дает возможность уменьшить объемы «чистого» отсека и бака в целом. Чтобы полностью исключить утечки масла через неработающие насосы, за каждым из них установлено по два обратных клапана *8.*

Мощность каждого двигателя переменного тока (100 кВт) выбрана с двойным запасом, что обеспечивает работу насоса при падении напряжения собственных нужд до 70 % номинального и быстрый разворот (за 1 с) насоса, находящегося в резерве.

Масло из напорного коллектора основных насосов поступает в маслоохладители *7*, из которых два постоянно работают, а третий находится в резерве.

Чтобы снизить нагрузку на аккумуляторные батареи, мощность приводных двигателей аварийных насосов выбрана значительно меньшей (37 кВт). Поэтому подача аварийного насоса составляет только 0,6—0,7 номинальной и они включены в обвод маслоохладителей. При включении в работу аварийного насоса и невозможности быстрого восстановления маслоснабжения с помощью электронасосов переменного тока турбина должна быть остановлена.

После маслоохладителей масло направляется на подшипники главного турбоагрегата, к узлам смазки турбопитательного насоса и через сливные клапаны *4* по линии рециркуляции обратно в маслобак.

В турбинах последних выпусков вместо сливных устанавливается редукционный клапан, автоматически поддерживающий постоянное давление «после себя» дросселированием всего расхода масла без слива его в бак, что улучшает работу бака. Для повышения надежности маслоснабжения часть масла дросселируется помимо клапана.

Масло к вкладышам подшипников подводится из напорного коллектора *2* через бачки, встроенные в крышки подшипников. Для коррекции расхода масла перед бачками устанавливаются дозирующие шайбы *1*.

Через напорный коллектор также питаются маслом подшипники питательного насоса *13,* его турбопривода *14* с блоком регулирования *15*, редуктора *16* и бустер-

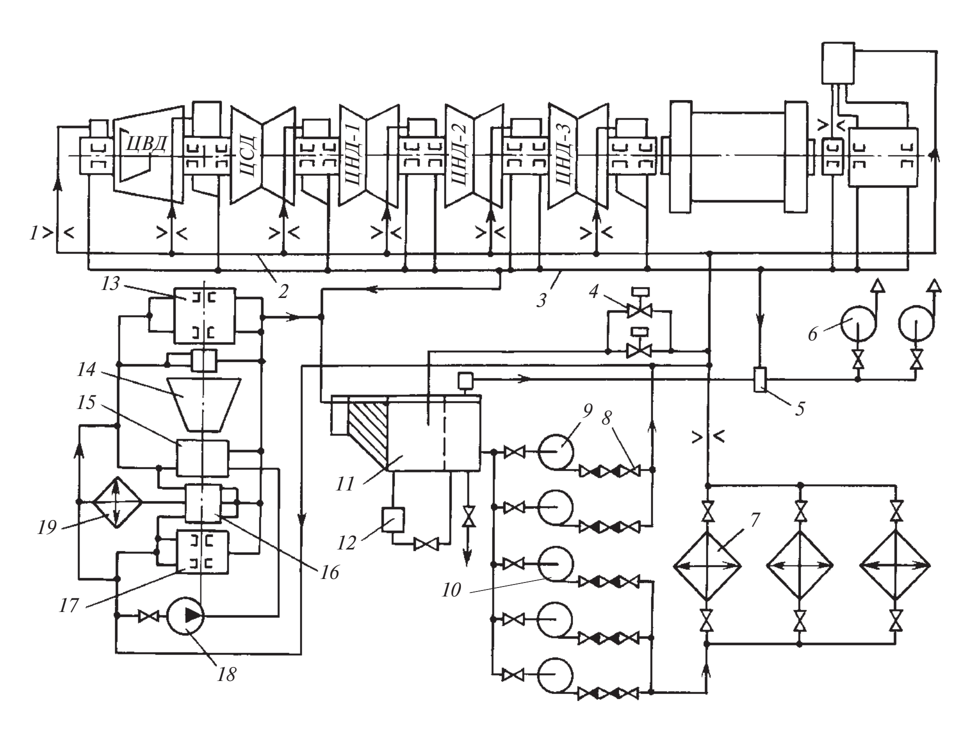


Рис. 4.7. Централизованная система смазки паротурбинной установки мощностью 800 МВт:
1 — дозирующая шайба; *2* — напорный коллектор; *3* — сливной коллектор; *4* — сливной клапан; *5* — маслоуловитель; *6* — эксгаустер; *7* — маслоохладитель; *8* — обратный клапан; *9* — аварийный насос; *10* — основной насос; *11* — масляный бак; *12* — маслоочистительный агрегат; *13* — питательный насос; *14* — турбопривод; *15* — блок регулирования; *16* — редуктор; *17* — бустерный насос; *18* — вспомогательный электромасляный насос; *19* — дополнительный маслоохладитель

ного насоса *17*. На линии подвода масла к зацеплению редуктора бустерного насоса установлены два дополнительных маслоохладителя *19* (на схеме показан один). При пуске турбопитательного насоса включается вспомогательный электромасляный насос *18*.

Для вентиляции системы смазки предназначены два эксгаустера *6* (один из них резервный), подключенных через бачки-маслоуловители *5* к маслобаку и сливному коллектору. Маслоочистительный агрегат *12*, в который входят центрифуга, пресс-фильтр, нагреватель и вакуумный аппарат, включается для периодической очистки грязного масла, скапливающегося в придонной части маслобака.

4.4. ПОВЫШЕНИЕ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТУРБИН

Применение минерального (нефтяного) масла в системах регулирования и защиты, а также для смазывания подшипников турбины и генератора таит в себе значительную потенциальную опасность возникновения пожара в турбоустановке. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения минерального масла (около 370 °С) значительно ниже температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева (540 °С). Полностью исключить возможность прорыва масла из трубопроводов и узлов систем регулирования и смазки практически невозможно. Попав на достаточно горячие детали турбоустановки, оно воспламенится. Такие пожары быстротечны и наносят значительный материальный ущерб, связанный с расходами на восстановление или ремонт поврежденного основного и вспомогательного оборудования, щитов управления и кабельных связей, строительных конструкций машинного зала, а также с недовыработкой электрической энергии и возможным ограничением ее для потребителей.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации систем регулирования, защиты и смазки турбин всегда применяются те или иные традиционные мероприятия, повышающие пожарную безопасность:

- тщательный контроль маслопроводов, в частности просвечивание сварных швов гамма- или рентгеновскими лучами;
- испытание всех маслопроводов в сборе с узлами регулирования двойным рабочим давлением;
- снятие масляного насоса с вала турбины и переход к электроприводу, что позволяет удалить масляный бак от турбины;
- использование аварийного маслоснабжения подшипников, что дает возможность предотвратить развитие пожара отключением насосов.

Вместе с тем сосредоточить, как это раньше часто делалось, максимальное число узлов системы регулирования, работающих на масле высокого давления, в одном блоке, например в корпусе подшипника, в турбинах большой мощности с промежуточным перегревом пара и индивидуальными сервомоторами не удается.

Длительный опыт эксплуатации показал, что наиболее радикальным путем предотвращения загорания масла на электростанциях является замена минерального турбинного масла негорючими жидкостями — водой или синтетическим огнестойким маслом.

Привлекательность применения воды в системах регулирования обусловлена тем, что она является рабочим телом паротурбинной установки. Это открывает возможность существенно упростить систему питания и ее резервирование, так как могут быть использованы конденсатные и питательные насосы, другое оборудование турбоустановки.

В эксплуатируемых в настоящее время водяных системах регулирования мощных турбин ХТЗ и ТМЗ успешно разрешены многие трудные проблемы, обусловленные малой вязкостью воды и ее агрессивностью

по отношению к материалам. Это позволило значительно уменьшить пожарную опасность турбоагрегатов. Однако при замене нефтяного масла на воду в подшипниках столкнулись со столь серьезными трудностями, что эти работы не получили пока промышленного распространения.

Другим направлением повышения пожарной безопасности, получившим развитие в отечественной и мировой энергетике, является применение синтетических огнестойких масел.

Отечественное *синтетическое огнестойкое масло,* разработанное ВТИ и получившее наименование ОМТИ (огнестойкое масло теплотехнического института), по многим физико-химическим свойствам близко к минеральному турбинному маслу, но некоторые их свойства существенно различаются, что должно учитываться при проектировании и эксплуатации систем регулирования и смазки.

Рассмотрим свойства ОМТИ, в большей или меньшей степени существенные для систем регулирования и смазки турбин.

Огнестойкость масла оценивается температурой самовоспламенения на воздухе, составляющей приблизительно 720 °С. Важно также, что ОМТИ не поддерживает горения при исчезновении источника открытого огня. Нагревание изоляции, смоченной ОМТИ, сопровождается ее покраснением и интенсивным дымлением. Поэтому замасленная изоляция перед пуском турбины должна быть заменена. Огнестойкость масла не снижает, конечно, требований к герметичности маслосистемы.

Смазывающие свойства масла характеризуются, в частности, его способностью обеспечивать малое трение без масляного клина (граничная смазка). Это качество особенно важно для систем регулирования, в которых не применяется гидравлическая самоцентровка золотников, в частности для систем регулирования турбин ЛМЗ. Смазывающие свойства ОМТИ лучше, чем минерального масла, поэтому специального подбора материалов для трущихся пар не требуется.

Вязкость и зависимость ее от температуры у ОМТИ такие же, как у турбинного масла. Поэтому может быть использован богатый опыт проектирования и эксплуатации систем регулирования на минеральном масле. В частности, зазоры между золотниками и буксами могут выбираться обычными из условия небольшого расхода масла в системе без увеличения нечувствительности.

Теплоемкость ОМТИ, равная при 50 °С 1,26 кДж/(кг·К), в 1,5 раза меньше, чем теплоемкость минерального масла. При использовании ОМТИ в системе смазки, где отводится большое количество теплоты, такая особенность является существенной, но в системе регулирования она не создает каких-либо трудностей.

Плотность ОМТИ в 1,3 раза выше, чем плотность минерального масла ($\rho_{ОМТИ}$ = = 1,14…1,17 г/см^3, $\rho_{м.м}$ = 0,87…0,89 г/см^3), что учитывается при выборе насосов регулирования. Повышенная плотность ОМТИ влияет также на выделение попавшей в масло воды, которая собирается на поверхности масла и испаряется. Затрудняется отделение механических примесей из-за уменьшения разницы в плотностях ($\rho_{м.п}$ = = 1,3…1,5 г/см^3).

Насыщаемость воздухом ОМТИ и минерального масла примерно одинакова, однако средние размеры пузырьков воздуха в ОМТИ меньше и выделение его идет в несколько раз медленнее. Поэтому проблема интенсификации воздуховыделения при работе на огнестойком масле особенно актуальна. Она решается, в частности, установкой в баке специального *воздухоотделителя.*

Воздействие на конструкционные материалы, применяемые в турбинах (сталь, цветные металлы, баббит и др.), со стороны ОМТИ и минерального масла примерно одинаково. Вместе с тем многие про-

кладочные и изоляционные материалы, например паранит, бакелит, маслостойкие резины, полихлорвинил, растворяются ОМТИ и должны заменяться на прессшпан, шеллак, фторопласт и т.п.

Диэлектрические свойства ОМТИ хуже, чем минерального масла, но это не приводит к серьезным трудностям в работе элементов электроавтоматики турбины с ее сравнительно низким уровнем напряжения. Разумеется, должна быть выбрана изоляция, не разрушаемая ОМТИ (фторопласт, эпоксидные смолы и др.).

Токсичность ОМТИ по сравнению с токсичностью первых образцов отечественных огнестойких масел значительно снижена, и в настоящее время предельно допустимая концентрация (ПДК) аэрозолей ОМТИ (5 мг/м^3) находится на уровне ПДК аэрозолей нефтяного масла. Тем не менее при организации эксплуатации и ремонта должны быть созданы и постоянно соблюдаться безопасные условия работы с ОМТИ.

Стоимость ОМТИ в несколько раз выше, чем стоимость минерального масла, хотя и немного снижается по мере совершенствования технологии изготовления. При сравнении затрат следует учитывать более длительный срок службы огнестойкого масла по сравнению с минеральным.

Длительная опытно-промышленная эксплуатация системы смазки одной из турбин К-300-240 ЛМЗ с использованием ОМТИ показала принципиальную возможность замены минерального масла на огнестойкое не только в системе регулирования, но и в системе смазки. Она была затем подтверждена опытом промышленной эксплуатации таких систем на нескольких турбинах К-800-240. Применение огнестойкого масла в системе смазки является новым серьезным шагом в повышении пожарной безопасности турбоустановки. Сдерживающими факторами являются относительно высокая стоимость ОМТИ и необходимость резкого расширения его производства.

4.5. МАСЛОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Нормальное функционирование систем автоматического регулирования и защиты (САРЗ) турбоагрегата в значительной степени зависит от надежности снабжения их рабочей жидкостью — минеральным или огнестойким маслом, которое должно подаваться с мало меняющимся давлением в широком диапазоне расходов и при кратковременных потерях питания собственных нужд энергоблока.

Маслоснабжение систем регулирования и защиты турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ, схема которого показана на рис. 4.8, обеспечивается тремя *центробежными насосами 2* типа МВ 60-490 (один находится в резерве), подающими в САРЗ минеральное масло нефтяного происхождения. Насосы выполнены с промежуточным отбором масла после третьей ступени.

Использование двух давлений ограничило протяженность маслопроводов, находящихся под высоким давлением, в результате чего снизилась пожарная опасность турбоустановки. Напорные линии насосов объединены общим коллектором высокого давления (4 МПа), а линии промежуточных отборов — коллектором пониженного давления (2 МПа), предназначенным для питания тех звеньев САРЗ, в которых не требуется давление, развиваемое насосом за последней ступенью.

Полная подача одного насоса обеспечивает нормальное функционирование системы регулирования, и поэтому выход из строя второго насоса не вызовет нарушений в работе турбины. Третий насос включается автоматически при отключении работавшего насоса, а также при падении давления в напорной линии ниже 3,5 МПа.

В связи с использованием в последнее время масел, склонных к шламованию, а также для очистки масла, поступающего в САРЗ, от механических примесей на турбине после насосов установлены *секционные щелевые фильтры 1*, *3* с автоматиче-

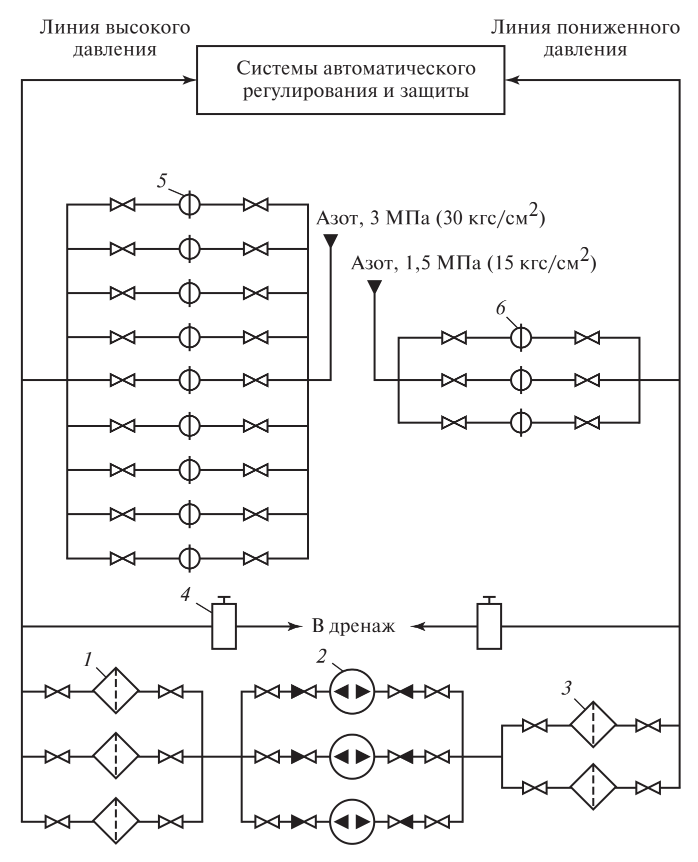


Рис. 4.8. Схема маслоснабжения систем регулирования и защиты турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ:
1 — фильтр высокого давления; *2* — насос МВ 60-490; *3* — фильтр низкого давления; *4* — маслосбрасывающее устройство; *5* — пневмогидроаккумулятор высокого давления; *6* — то же низкого давления

ской промывкой. Нормально в работе находятся два фильтра на линии высокого давления (третий — в резерве) и один фильтр на линии пониженного давления (второй — в резерве).

Насосы регулирования полностью обеспечивают САР маслом только на установившихся режимах работы. В переходных процессах, чтобы обеспечить требуемое быстродействие двусторонних сервомоторов, необходимо кратковременно заметно увеличить подачу масла в систему регулирования, что достигается с помощью *пневмогидроаккумуляторов 5*, *6*. Они также предназначены для кратковременного (около 10 с) поддержания давлений в напорных магистралях САРЗ при переключениях насосов и перерывах питания их приводных двигателей. На коллекторе высокого давления установлено девять азотно-масляных аккумуляторов, на коллекторе пониженного давления — три.

В целях предупреждения пожара или его локализации на обоих напорных коллекторах САРЗ установлены *маслосбрасывающие устройства 4*. При подаче команды ключом защиты от развития пожара сначала отключаются маслонасосы системы регулирования с блокировкой действия автоматического включения резерва (АВР). Затем срабатывают электромагниты беззолотниковых маслосбрасыва-

ющих устройств, которые соединяют напорные коллекторы с дренажным, аварийно опорожняя маслопроводы, включая пневмогидроаккумуляторы.

Команда на срабатывание маслосбрасывающих устройств может быть подана оператором по месту или дистанционно. Они взводятся автоматически после включения любого насоса системы регулирования или ключом с блочного щита управления (БЩУ).

Рассмотрим конструкции некоторых элементов системы маслоснабжения САРЗ турбоагрегата.

Насос МВ 60-490 (рис. 4.9) представляет собой погружной секционный шестиступенчатый центробежный насос вертикального исполнения с осевым подводом масла и промежуточным его отбором после третьей ступени, что дало возможность отказаться от установки низконапорных насосов.

Насос верхним фланцем кронштейна *4* опирается на плиту-крышку *15*, смонтированную на маслобаке. К нижнему фланцу кронштейна через проставку *6* и напорную камеру *7* крепится статор насоса, состоящий из входного конфузора *14*, крышки первой ступени *12,* направляющих аппаратов *10*, секции промежуточного отбора *9.* Элементы статора центрируются между собой на заточках и стягиваются шпильками.

На валу *3* насоса на шпонках расположены шесть рабочих колес *11*, перед первым из которых установлен входной конфузор с радиальными лопатками. Ротор опирается на нижний *13* и средний *5* подшипники скольжения, а также на верхний сдвоенный радиально-упорный подшипник качения *2*, который фиксирует осевое положение ротора относительно статора и воспринимает небольшую осевую нагрузку, не уравновешенную разгрузочным барабаном *8*. Подшипники смазываются перекачиваемым маслом.

Насос соединяется с электродвигателем посредством упругой втулочно-пальцевой муфты *1*.

Фильтр. Конструкция секционного щелевого фильтра показана на рис. 4.10. Вал *4* фильтра установлен в текстолитовых втулках *1*, *12.* Насаженные на вал диски *2*, *9* и размещенные между ними проставки *6*, пластины *7* и диск *5*, соединены между собой двумя осями *8*, *14* и сжаты в осевом направлении гайкой *11*, образуя ротор фильтра. Проворачивание этих деталей предотвращается шпонкой *13.* Торцы ротора для исключения протечек между «чистыми» (полости *А* и *Б*) и «грязным» (полость *В*) отсеками фильтра уплотнены плавающими бронзовыми кольцами *3*, *10.*

Чередующиеся между собой проставки и пластины выполнены из листовой нержавеющей стали толщиной 0,1 мм и имеют отверстия, расположенные на двух окружностях разного диаметра. Отверстия в проставках связаны радиальными прорезями с полостями *А* и *Б*, соединенными между собой фрезерованными каналами в диске *5*.

К внешним торцевым поверхностям дисков *2* и *9* пружинами *16* прижимаются сухари *15*, через которые фильтрующие камеры в роторе соединяются с дренажом при вращении ротора вручную или автоматически электродвигателем. При автоматическом управлении конечный выключатель приводного механизма *17* выключает его в исходном положении ротора, когда сухари находятся напротив осей *8* и *14*, что соответствует положению отмытого фильтра.

Работа фильтра заключается в следующем. Подводимое для очистки масло через нижний патрубок фильтра поступает в полость *В* и оттуда — к торцевым поверхностям ротора фильтра. Проходя далее по осевым сверлениям пакета пластин и проставок, масло через радиальные прорези в проставках попадает в полости *А* и *Б*, образующие «чистый» отсек фильтра, откуда через верхний патрубок корпуса оно поступает в систему регулирования.

Твердые частицы, задерживаемые и накапливающиеся в сверлениях пакета фильтра, приводят к возрастанию на нем перепада давления. Фильтр автоматически переводится в режим промывки, при кото-

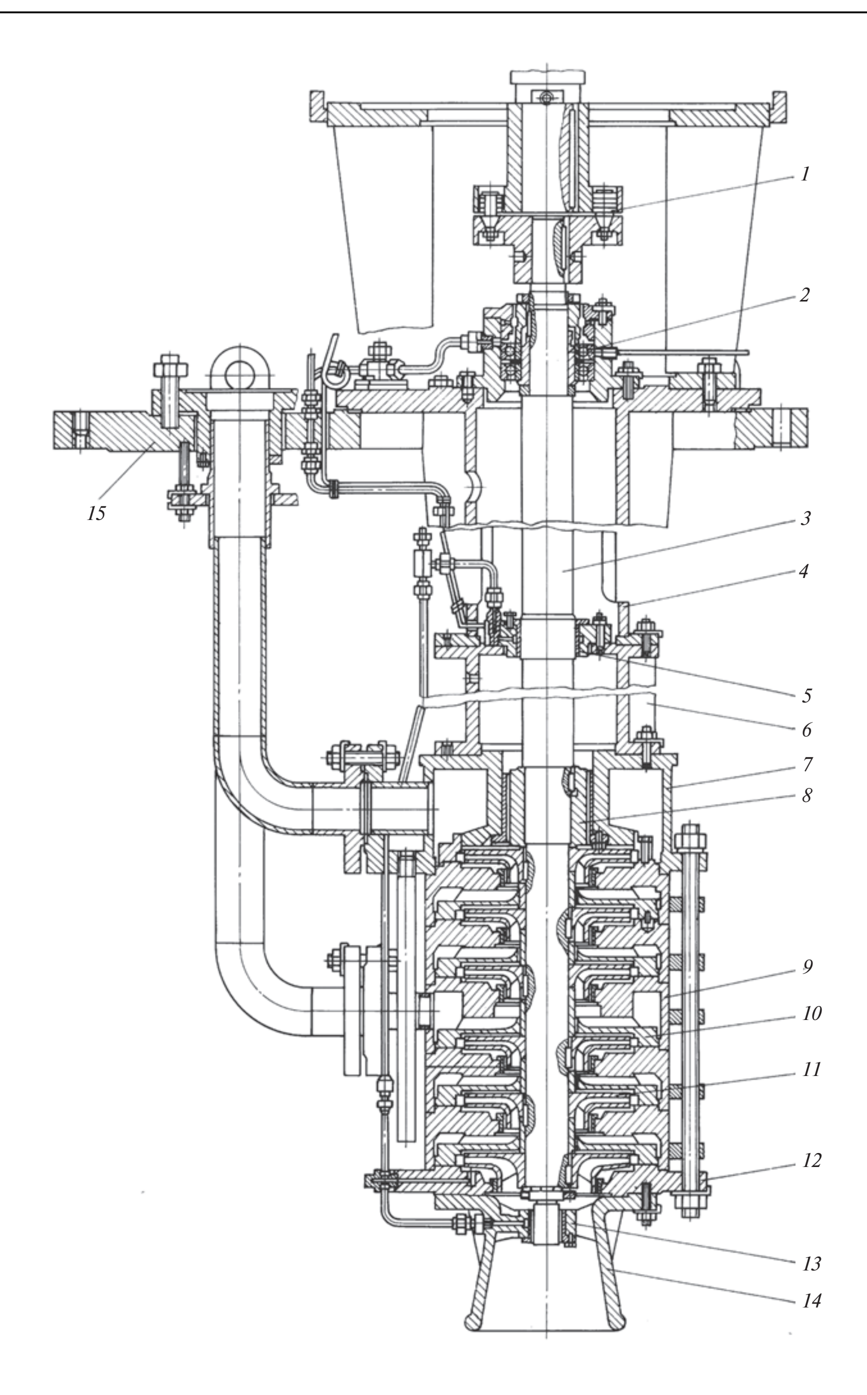


Рис. 4.9. Масляный насос МВ 60-490:

1 — муфта; *2* — подшипник качения; *3* — вал; *4* — кронштейн; *5* —средний подшипник скольжения; *6* — проставка; *7* — напорная камера; *8* — разгрузочный барабан; *9* — секция промежуточного отбора; *10* — направляющий аппарат; *11* — рабочее колесо; *12* — крышка первой ступени; *13* — нижний подшипник скольжения; *14* — входной конфузор; *15* — плита-крышка

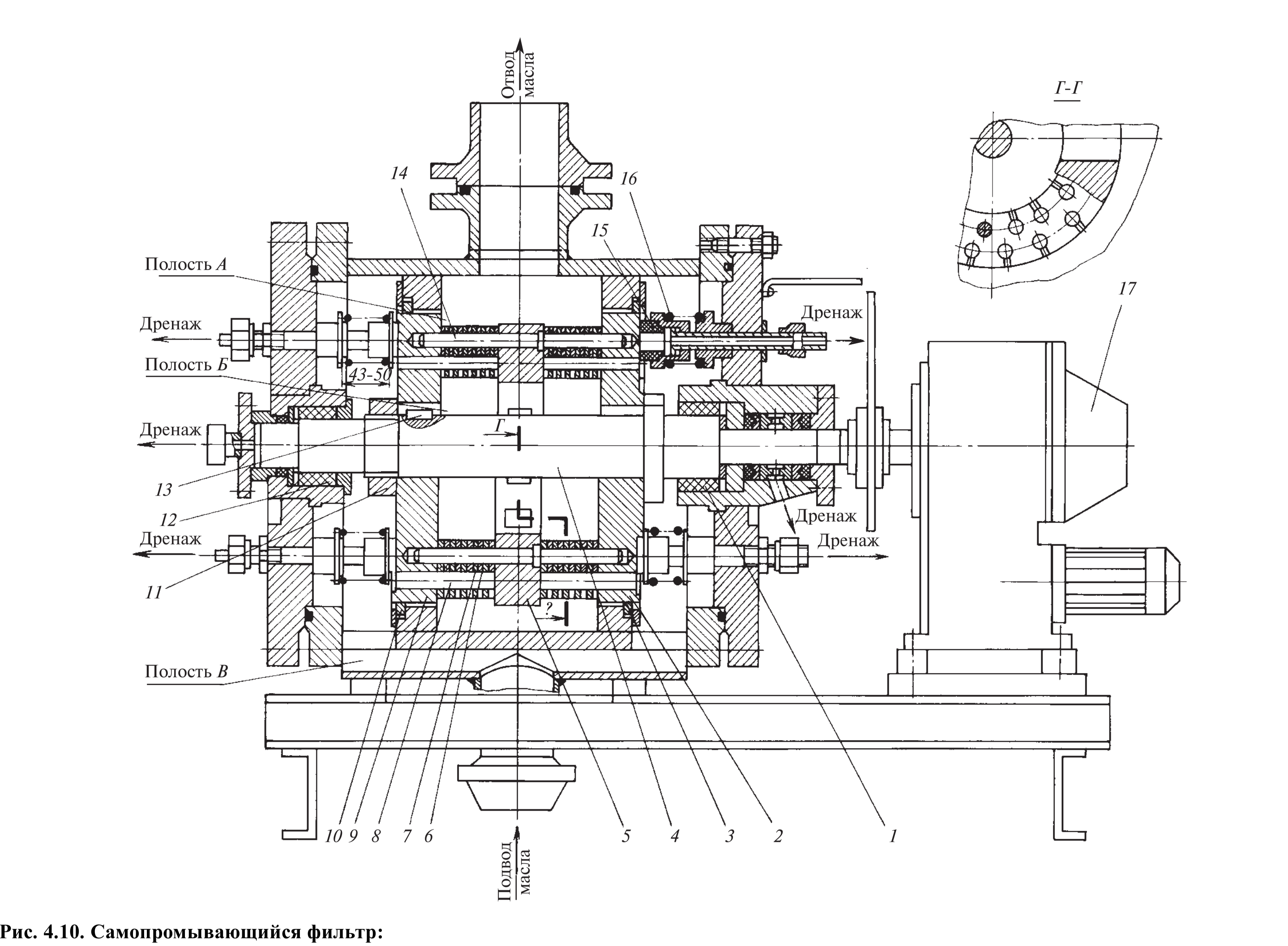


Рис. 4.10. Самопромывающийся фильтр:
1, *12* — текстолитовые втулки; *3*, *10* — бронзовые кольца; *2*, *5*, *9* — диски; *4* — вал; *6* — проставка; *7* — пластина; *8*, *14* — оси; *11* — гайка; *13* —шпонка; *15* — сухарь; *16* — пружина; *17* — приводной механизм

ром загрязненные фильтрующие камеры (сверления) пакета будут поочередно соединяться с дренажным коллектором через отверстия в сухарях. Так как проходное сечение фильтрующих камер, которые одновременно становятся под промывку, мало по сравнению с общим проходным сечением фильтра, то промывка осуществляется под действием практически полного перепада давления между «чистым» отсеком и дренажным коллектором.

Фильтры включаются на промывку при возрастании перепада давления на них до 150 кПа, о чем подается сигнал на БЩУ. Совершив полный оборот, ротор одного из фильтров останавливается, а ротор второго начинает вращаться. Поочередное вращение роторов фильтров продолжается до тех пор, пока перепад не уменьшится до 80 кПа, после чего они останавливаются в исходном положении. Обычно промывка фильтра заканчивается через два-три оборота ротора. При вращении фильтров более 10 мин и сохранении перепада давления на фильтрах на БЩУ подаются звуковой и световой сигналы «Фильтры системы регулирования не отмылись». Для уменьшения расхода масла на промывку на дренажных линиях за каждым фильтром установлены ограничительные шайбы диаметром 15 мм.

Пневмогидроаккумулятор представляет собой шарообразный сосуд вместимостью 168 л, состоящий из верхней *2* и нижней *4* обечаек, имеющих форму полушарий (рис. 4.11). Полушария разделены резиновой диафрагмой *3* специальной формы,

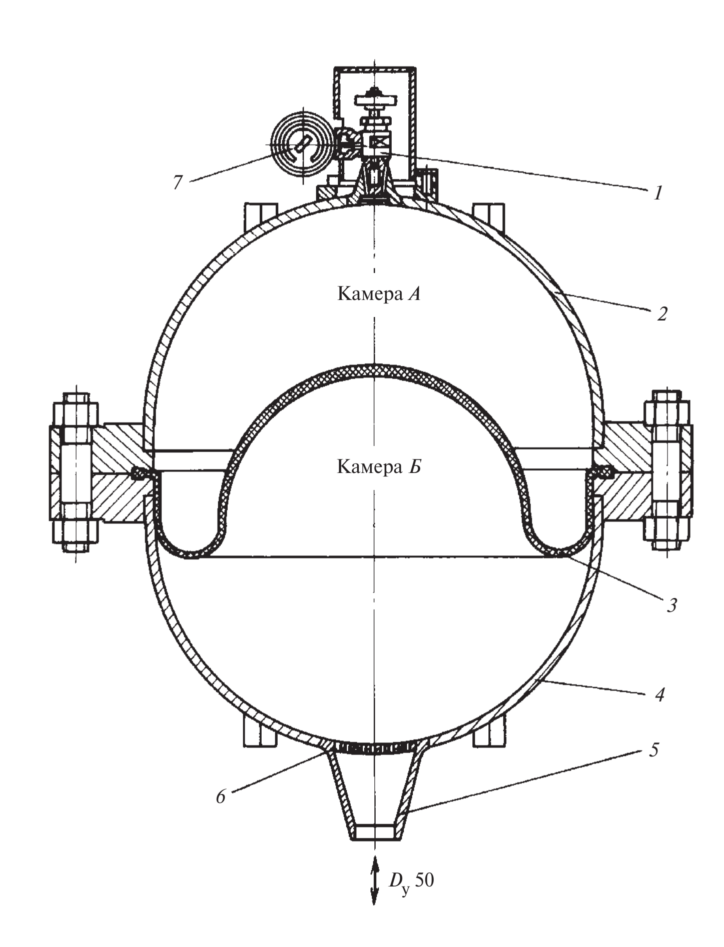


Рис. 4.11. Пневмогидроаккумулятор:

1 — клапан; *2* — верхняя обечайка; *3* — резиновая диафрагма; *4* — нижняя обечайка; *5* — штуцер; *6* — сетка; *7* — манометр

которая плотно зажата между фланцами обечаек в пазу, образуя камеры *А* и *Б*.

При зарядке аккумулятора в камеру *А* через клапан *1* подается азот под давлением, составляющим 3/4 давления в соответствующем напорном коллекторе, что равно минимальному давлению, при котором система регулирования еще может нормально функционировать. При этом диафрагма выжимается вниз и принимает форму нижней обечайки, прилегая к ней по всей поверхности, что наряду с установкой сетки *6* в отверстии штуцера *5* делает перепад давления безопасным для диафрагмы. Диаметр штуцера и суммарное сечение ячеек сетки выбираются из условия обеспечения необходимого быстродействия системы регулирования. Затем в камеру *Б* подается силовое масло от насосов регулирования с давлением, превосходящим давление азота. Диафрагма выжимается вверх, освобождая объем для масла до тех пор, пока растущее давление азота не станет равным давлению масла. В заряженном состоянии аккумулятор заполнен на три четверти азотом и на одну четверть маслом.

При снижении давления масла превосходящим давлением азота диафрагма выжимается вниз, выталкивая аккумулированное масло в систему регулирования. Этим исключается падение давления масла ниже давления азота при зарядке. При полностью разрядившемся аккумуляторе диафрагма прилегает к нижней обечайке.

Маслосбрасывающее устройство (рис. 4.12) состоит из двух частей — управляющей и исполнительной.

В управляющей части электрический или механический (выбивание вручную) сигнал на срабатывание преобразуется в гидравлический импульс, отрабатываемый исполнительной частью.

В рабочем положении маслосбрасывающего устройства камера *А* над мембраной *2* через камеру *В* соединена с силовой линией *Б*. Разностью усилий, действующих на мембрану сверху и снизу, она плотно прижимается к седлу *1*.

При срабатывании электромагнита *4* или при нажатии на кнопку *3* клапан *6* отрывается от седла *5*, отсекает камеру *А* от камеры *В* и соединяет ее с дренажом. Давление в камере *А* падает, мембрана поднимается и соединяет напорный коллектор *Д* со сливным, обеспечивая быстрый сброс масла из коллектора.

Маслоснабжение систем регулирования и защиты паровых турбин большой мощности ЛМЗ, в которых в качестве рабочей жидкости применяется синтетическое огнестойкое масло (сначала иввиоль, а в настоящее время ОМТИ), обеспечивается двумя поочередно работающими насосами *маслонапорной станции* (рис. 4.13) с приводом от электродвигателей переменного тока мощностью по 200 кВт.

Обычно в работе находится один насос, потребляемая мощность которого в установившемся режиме составляет 90 кВт. При отключении работающего насоса контактами пускателя или электроконтактным манометром при падении давления в системе регулирования с 4,7 до 3,5 МПа включается двигатель резервного насоса. На линиях нагнетания каждого насоса установлены *обратные клапаны,* предотвращающие слив жидкости из напорной линии в бак через насос, находящийся в резерве. На линиях всасывания насосов установлены гидрозатворы для предупреждения «завоздушивания» насоса, находящегося в резерве.

Насосы системы регулирования установлены в *масляном баке*, расположенном на полу конденсационного помещения. В баке происходят выделение из масла нерастворенного воздуха, очистка его от механических примесей и охлаждение.

Перед первым пуском насосов в бак заливается примерно 4,5 м^3 огнестойкого масла. При работе турбины немного менее половины его заполняет трубопроводы и узлы системы регулирования. Для уменьшения колебаний уровня масла в баке при

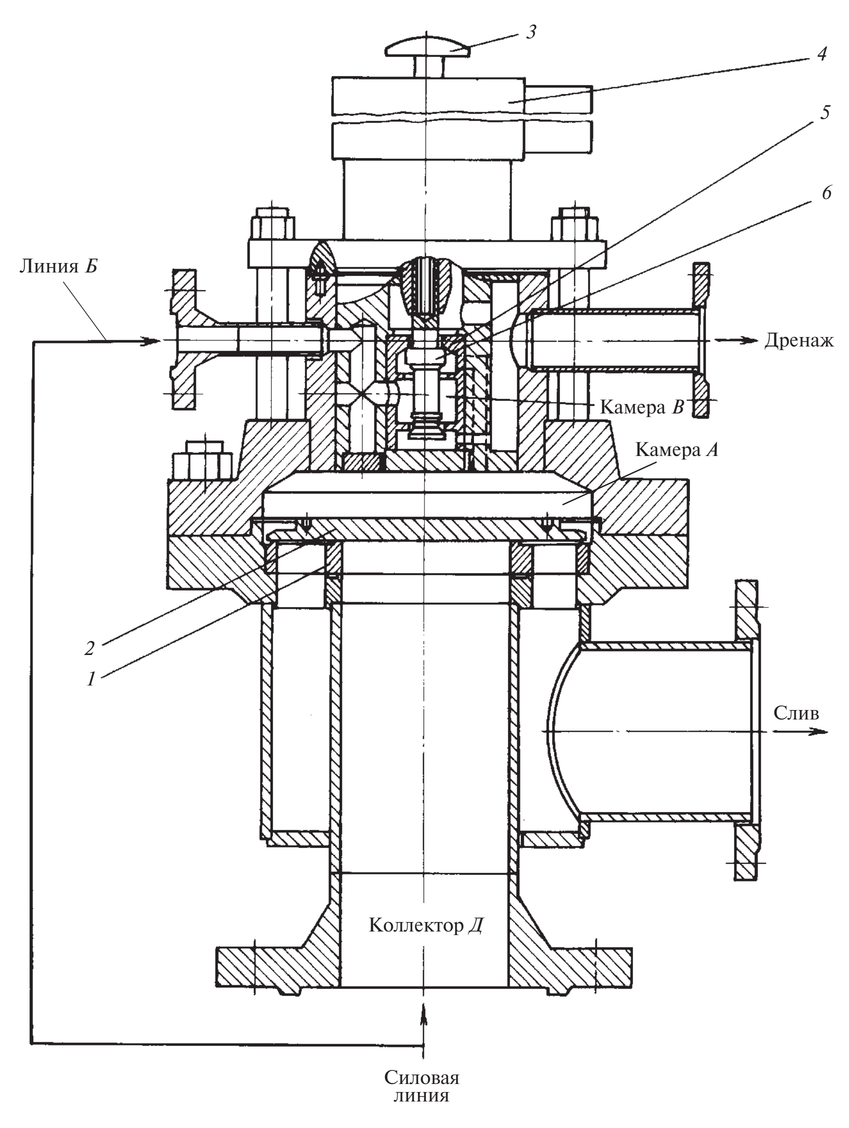


Рис. 4.12. Маслосбрасывающее устройство:
1, *5* — седла; *2* — мембрана; *3* — кнопка; *4* — электромагнит; *6* — клапан

пуске и остановке насосов верхняя часть бака сделана расширяющейся.

Воздухоотделитель выполнен в виде пакета листов из нержавеющей стали с отогнутыми краями, обеспечивающими их жесткость и определенное расстояние между листами при установке их один на другой. Угол наклона листов по ходу масла и к стенкам бака выбран с таким расчетом, чтобы интенсифицировать выделение воздуха и выход его в пространство между боковыми стенками воздухоотделителя и наружными стенками бака.

Малая нечувствительность системы регулирования может быть обеспечена только при высокой степени очистки масла от механических примесей в процессе эксплуатации. Применение огнестойкого масла

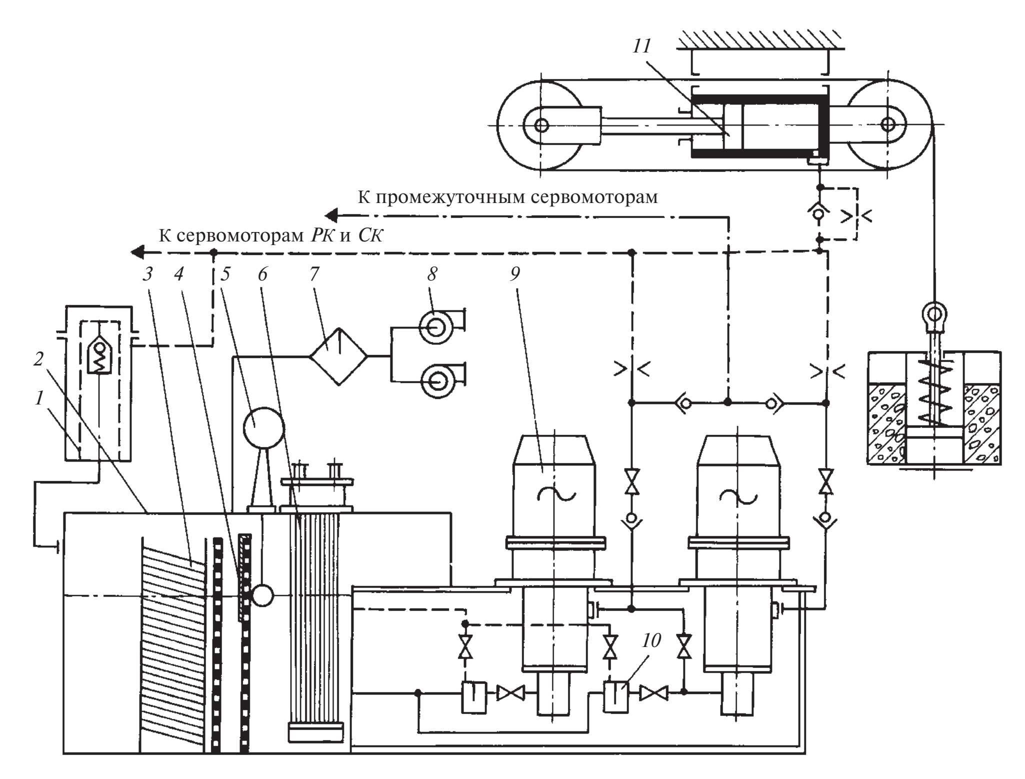


Рис. 4.13. Маслонапорная станция турбин ЛМЗ:

1 — фильтр тонкой очистки; *2* — бак систем регулирования и защиты; *3* — воздухоотделитель; *4* — сетка; *5* — указатель уровня масла; *6* — маслоохладитель; *7* — маслоотделитель; *8* — эксгаустер; *9* — центробежный насос с электроприводом; *10* — гидрозатвор; *11* — пружинно-грузовой аккумулятор; *РК*, *СК* — регулирующий и стопорный клапаны

обостряет проблему очистки, так как создание малорасходных систем регулирования при одновременном переходе на более высокое напорное давление требует уменьшения зазоров, а следовательно, и более тонкого фильтрования.

Сетчатый *фильтр грубой очистки* масла разделяет бак на «грязный» и «чистый» отсеки и состоит из двух рядов сеток с ячейками размером 0,2×0,2 мм. На этих сетках задерживаются крупные частицы механических примесей. Для удобства установки и очистки сетки натянуты на рамки, опускаемые в специальные пазы.

На одну из сеток навешивается натянутая на собственный каркас дополнительная сетка с ячейками размером 0,07×0,07 мм. Эта сетка, перекрывающая лишь часть сечения бака, служит фильтром тонкой очистки, который постоянно работает с малым перепадом давления, что способствует хорошему фильтрованию.

Высокая степень очистки масла от шлама и механических примесей обеспечивается также постоянной работой *фильтра тонкой очистки* патронного типа с применением хлопчатобумажной ткани плотного плетения.

В «чистом» отсеке бака установлены указатель уровня масла и *маслоохладитель,* выполненный в виде двухпоточного по воде теплообменника. Наружные поверхности трубок, омываемые маслом, имеют оребрение. Расположение маслоохлади-

теля на стороне всасывания насосов исключает попадание масла в циркуляционный контур электростанции при нарушении герметичности его трубной системы. Маслоохладитель может быть заменен на резервный при работе турбины. К концу операции замены температура масла не должна превышать 70 °С. Рабочая температура масла за насосами составляет (50 ± 5) °С.

В последних конструкциях маслонапорной станции маслоохладители (один или два) устанавливаются на линии слива масла в бак и крепятся к его стенкам. Так как значительная часть теплоты отводится непосредственно от разветвленной системы маслопроводов системы регулирования, маслоохладители выполняются гладкотрубными.

В баке выгорожен отсек всасывания, переливной порог которого при нормальном рабочем уровне масла заглублен примерно на 200 мм. При снижении уровня масла в баке до переливного порога, например вследствие нарушения герметичности маслосистемы, поступление масла в отсек всасывания прекращается с последующим быстрым его опорожнением и срывом насоса регулирования. Максимальная потеря масла не превысит 15—20 % объема бака. При отсутствии переливного порога срыв насоса наступил бы при потере до 60 % масла, содержащегося в баке. Каждый насос соединен с отсеком всасывания своим трубопроводом.

Для повышения надежности маслоснабжения при электрическом приводе насосов системы регулирования необходимо обеспечить:

- аварийный переход с рабочего насоса на резервный без существенного снижения нагрузки турбины;
- нормальную работу насосов системы регулирования при снижении напряжения собственных нужд до 70 % номинального, что может произойти при включении крупного электродвигателя, например питательного электронасоса, длительность пуска которого достигает 14—16 с;
- кратковременную (в течение 5—6 с) бесперебойную работу системы регулирования при исчезновении напряжения собственных нужд. Для обеспечения нормальной работы приводного электродвигателя насоса при сниженном напряжении его номинальная мощность выбрана с двойным запасом по сравнению с мощностью насоса, потребляемой в стационарном режиме. Это же обеспечивает быстрый пуск резервного насоса при остановке работавшего. Практически за 1 с пускаемый насос выходит на номинальную частоту вращения.

Уменьшение провала давления масла в напорной линии при переключении насосов и кратковременное поддержание его на необходимом уровне при потере напряжения собственных нужд и отключении в связи с этим насосов системы регулирования обеспечиваются масляным *аккумулятором пружинно-грузового типа* объемом 0,04 м^3, расположенным в машинном зале рядом с масляным баком.

Объем аккумулятора выбирается из условия обеспечения нормальной работы системы регулирования в течение промежутка времени большего, чем уставка срабатывания защит на отключение блока при аварийном исчезновении напряжения собственных нужд электростанции.

При зарядке аккумулятора его поршень под действием напорного давления, развиваемого насосом системы регулирования, двигается влево и через систему блоков поднимает груз. Процесс зарядки закончится, когда поршень достигнет левого упора.

В режиме питания от аккумулятора при падении давления в напорной линии ниже определенного уровня вначале движение поршня аккумулятора определяется изменением деформации пружины, на которой подвешен груз, так как последний из-за своей инерционности не может в этот

момент обеспечить натяжение троса. В последующем перемещающийся груз восстанавливает натяжение пружины, поршень под действием веса груза перемещается вправо и, вытесняя масло в напорный коллектор, поддерживает в нем давление на уровне не менее 3,6 МПа, не вызывающем существенного изменения нагрузки турбины.

Подвод масла на зарядку аккумулятора для уменьшения расхода его на этом режиме осуществлен через дроссельную шайбу, чем ограничивается нагрузка на работающий насос. Масло от аккумулятора подается через трубопровод, на котором установлен обратный клапан, закрывающийся при зарядке аккумулятора.

Для уменьшения разницы постоянных времени открытия и закрытия сервомоторов, что, как будет показано ниже, важно при синхронных качаниях генератора в энергосистеме, маслоснабжение системы регулирования должно обеспечить увеличение расхода масла в динамических режимах в 4—5 раз по сравнению со статическими режимами при минимальном падении давления масла в напорной линии. Центробежные насосы, удовлетворяющие этим требованиям, имели бы сниженный КПД при работе на установившихся режимах, являющихся для них основными.

Характеристики маслоснабжения можно улучшить быстрым пуском резервного насоса в дополнение к работающему, при этом через 1—2 с можно получить удвоение подачи маслоснабжающей установки.

В применявшихся ранее системах регулирования турбин ЛМЗ для предотвращения падения давления масла в напорной линии скорость движения сервомоторов на открытие регулирующих клапанов ограничивалась упорами отсечных золотников или дроссельными шайбами на подводящих напорных трубопроводах к каждому сервомотору. При таком решении включение резервного масляного насоса не увеличивало скорость открытия сервомоторов. В рассматриваемой схеме маслоснабжения систем регулирования и защиты ЛМЗ ограничительные шайбы, предотвращающие глубокое падение давления за насосами, установлены не перед сервомоторами, а за каждым насосом. В этом случае включение резервного насоса дает почти удвоение скорости открытия сервомоторов.

К тем элементам системы регулирования (промежуточные усилители) и узлам системы защиты, для которых падение напорного давления особенно нежелательно, масло подводится из линии стабилизированного напорного давления, подключенной к насосам до ограничительных шайб.

Для предотвращения попадания в машинный зал аэрозолей огнестойкого масла предусмотрена вытяжная вентиляция из бака, обеспечивающая разрежение во всех узлах регулирования, которое не должно превышать 0,4 кПа для того, чтобы количество вносимых с наружным воздухом механических примесей (угольной и цементной пыли и др.) было минимальным.

Трубопровод системы регулирования должен проходить гидравлическое испытание на плотность при увеличении рабочего давления в 2 раза. Для этого предусмотрена возможность последовательного включения рабочего и резервного насосов системы регулирования.

4.6. СИСТЕМА ГИДРОПОДЪЕМА РОТОРОВ ТУРБОАГРЕГАТА

Рост единичной мощности турбоагрегатов и соответствующее увеличение диаметров шеек и массы роторов потребовали применения *гидростатического подъема роторов* для облегчения работы опорных подшипников в наиболее тяжелых для них режимах — при пуске и останове турбины. Трение сопряженных поверхностей шейки вала и вкладыша подшипника при отсутствии жидкой пленки между ними приводит к износу баббитовой заливки и искажению формы расточки вкладыша. Износу спо-

собствуют высокие локальные удельные нагрузки (10—15 МПа) из-за малой площади контакта шейки и вкладыша, а также нагрев шейки до 100—150 °С вследствие переноса теплоты по валу.

При отсутствии гидроподъема тяжелых роторов создание валоповоротных устройств сталкивается с серьезными трудностями, так как требуется большая мощность привода для преодоления сил трения покоя при страгивании валопровода.

Таким образом, система гидроподъема роторов предназначена для предотвращения износа вкладышей опорных подшипников при вращении роторов валоповоротным устройством (ВПУ) и для уменьшения мощности, потребляемой электродвигателем ВПУ.

Гидростатический подъем роторов осуществляется подачей от специальных насосов масла высокого давления в камеры, выполненные в нижних половинах вкладышей опорных подшипников. В результате шейки и вкладыши разделяются масляной пленкой и при работе валоповоротного устройства трение в подшипниках становится жидкостным.

Применяются две схемы подвода силового масла к камерам гидроподъема: индивидуальная и централизованная.

В индивидуальной схеме каждый подшипник снабжается своим насосом высокого давления с приводом, что позволяет избежать трассировки внешних высоконапорных маслопроводов. Однако при этом исключается возможность ревизии и ремонта насосов гидроподъема без останова турбины. Кроме того, насосы и приводные электродвигатели, установленные на подшипниках, находятся в неподвижном состоянии и подвергаются вибрации в течение всего времени работы турбины. В этих условиях их шариковые подшипники могут получить повреждения в точках контакта шариков с беговыми дорожками. Перечисленные обстоятельства являются недостатками индивидуальной схемы.

В централизованной схеме силовое масло подается ко всем подшипникам турбоагрегата одним или двумя параллельно работающими насосами. Недостатком схемы является наличие развитых внешних высоконапорных маслопроводов, однако по сравнению с индивидуальной схемой она имеет определенные преимущества:

- удобство обслуживания и замены насосов гидроподъема;
- простота резервирования установкой дополнительного насоса.

На энергоблоках АЭС с турбиной К-1000-5,9/25-2 ХТЗ применена система гидроподъема роторов турбины и генератора, принципиальная схема которой показана на рис. 4.14.

Насосная установка состоит из двух горизонтальных радиально-поршневых насосов *3* типа НР2-1250/32, приводимых асинхронными электродвигателями с частотой вращения 1000 $мин^{-1}$. Номинальная подача насоса составляет 1100 л/мин, номинальное давление на выходе — 31,4 МПа. В работе находится один насос, второй — в резерве.

Всасывающий маслопровод насосов подсоединен к главному масляному баку *1*. На всасывающих и напорных маслопроводах установлены задвижки *2* и *7* для отключения насосов при ремонте. Обратные клапаны *6* предотвращают поступление масла высокого давления в насос, находящийся в резерве. Для защиты системы гидроподъема от чрезмерного повышения давления и от перегрузок насосов на их напорных маслопроводах установлены предохранительные клапаны *5*.

Перед каждым подшипником имеются регулирующие дроссели *8*, которыми регулируется давление масла для всплытия шеек в подшипниках на 0,04—0,06 мм.

Из системы гидроподъема масло подводится к валоповоротному устройству. Расход масла ограничивается дроссельной шайбой, а давление устанавливается регу-

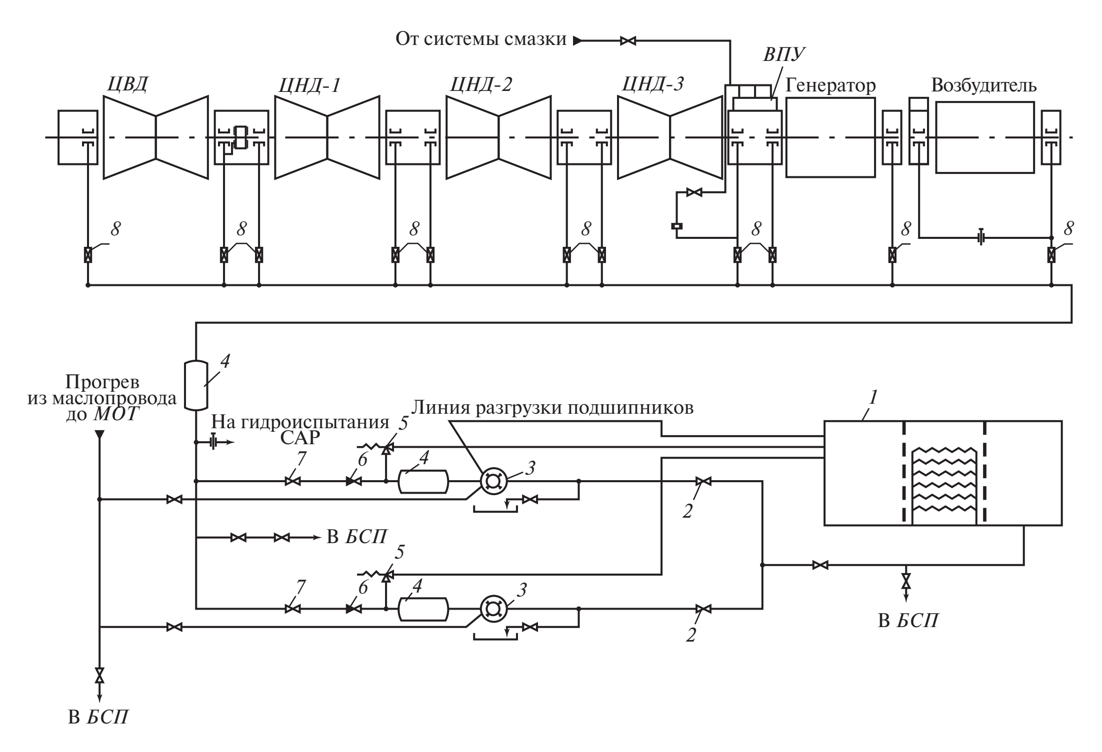


Рис. 4.14. Схема гидростатического подъема роторов:

1 — главный масляный бак; *2*, *7* — задвижки; *3* — насосы НР2-1250/32; *4* —стабилизаторы давления; *5* — предохранительные клапаны; *6* — обратные клапаны; *8* — регулирующие дроссели; *МОТ* — маслоохладитель турбины; *БСП* — бак сбора протечек масла

лирующим клапаном. При падении давления перед ВПУ до установленного предела подается сигнал на отключение двигателя ВПУ.

При гидроиспытании системы гидроподъема используются штатные насосы.

4.7. СИСТЕМА УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА ГЕНЕРАТОРА

Турбогенераторы с водородным охлаждением снабжаются масляными уплотнениями для предотвращения утечки водорода из корпуса генератора по валу ротора. Уплотнение дает возможность поддержать в корпусе генератора достаточно высокое избыточное давление водорода, номинальное значение которого по условиям охлаждения в современных турбогенераторах большой мощности достигает 0,3—0,5 МПа.

Принцип работы уплотнения заключается в следующем. В узкий зазор между вращающимся валом и неподвижным вкладышем уплотнения подводится масло с давлением, превышающим давление водорода на 0,03—0,09 МПа. Под действием перепада давлений возникает непрерывный поток масла в сторону водорода, препятствующий выходу его в зазор между валом и вкладышем.

Разнообразные конструкции масляных уплотнений можно разделить на два основных типа — торцевые и цилиндрические (рис. 4.15). Последние более надежны в эксплуатации.

Из общего расхода масла в уплотнении лишь малая часть (менее 5 %) направляется в сторону водорода. Омываемый этим потоком масла внутренний кольцевой

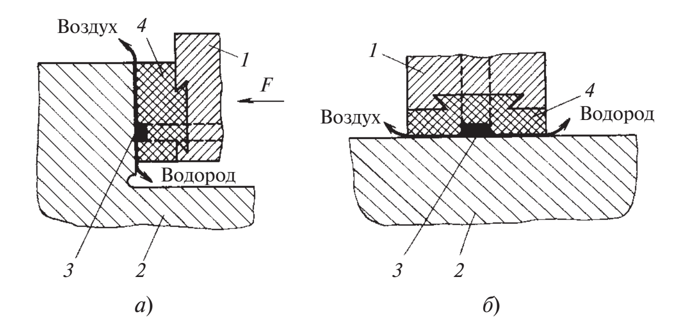


Рис. 4.15. Основные типы масляных уплотнений генератора:
а — торцевое уплотнение; *б* — цилиндрическое уплотнение; *1* — вкладыш уплотнения; *2* — вал; *3* — поток масла; *4* — баббитовая заливка; *F* — усилие, прижимающее вкладыш к валу

уплотняющий поясок вкладыша оказывается наиболее нагретым. Улучшить его охлаждение можно увеличением расхода масла, но это приведет к ускоренному загрязнению водорода в генераторе воздухом, выделяющимся из масла, или даже к попаданию масла в корпус генератора. Поэтому охлаждение всего вкладыша уплотнения, включая внутренний поясок, обеспечивается основным потоком масла, сливающегося в сторону воздуха. Однако существенное увеличение этого потока масла в уплотнении также нежелательно, так как вследствие эжектирования может привести к попаданию водорода в картеры подшипников генератора, что не позволяет увеличить толщину масляной пленки между валом и вкладышем.

Газоплотность уплотнения должна быть обеспечена не только при номинальной частоте вращения ротора, но и при ее изменении (пуск, останов, режим валоповорота), при перемещениях вала из-за вибрации и вследствие теплового расширения, а также при нарушении маслоснабжения уплотнений.

Большим достоинством цилиндрических уплотнений является то, что они не изнашиваются при работе с пониженной частотой вращения и, как правило, не повреждаются при нарушениях маслоснабжения. На их работу не влияет осевое перемещение вала, не опасна и вибрация, если ее амплитуда не превышает толщины масляного слоя между валом и вкладышем.

Баббит в уплотнении изнашивается в основном под действием механических примесей загрязненного масла и при значительной вибрации. Температура баббита в этом случае даже снижается из-за увеличения расхода масла через возросший зазор в уплотнении. Увеличение расхода масла, направляющегося в сторону водорода, потребует большего расхода водорода на продувку, а также, как уже отмечалось, может привести к попаданию масла в генератор.

Нарушение маслоснабжения уплотнения опасно прежде всего выходом водорода в картер подшипника, который при прорыве масляного слоя может быть весьма интенсивным.

Объемное содержание воздуха, растворенного в уплотняющем масле, может достигать 10 %. При распылении масла вращающимся валом воздух из него выделяется и смешивается с водородом, чистота которого постепенно снижается, что приводит к росту вентиляционных потерь и снижению мощности генератора. Чистота водорода, которая оценивается процентным содержанием его в корпусе генератора, должна поддерживаться согласно ПТЭ и Основным правилам обеспечения эксплуатации атомных станций (ОПЭ АС) на уровне не ниже 98 % путем продувки генератора чистым водородом.

Газовая система генератора требует регулярных подпиток водородом для восполнения естественных утечек, в частности, уноса водорода сливающимся маслом. Согласно ПТЭ и ОПЭ АС суточная утечка водорода в генераторе должна быть не более 5 %, а суточный расход с учетом продувок — не более 10 % общего количества газа при рабочем давлении.

При наиболее экономичном режиме эксплуатации подпитка водородом, восполняющая утечки, одновременно поддерживает чистоту водорода в генераторе на необходимом уровне, так что продувки не требуется. Для этого должно выдерживаться определенное соотношение между расходом водорода и расходом масла, направляющегося в сторону водорода.

Система уплотнения вала генератора, приводимого турбиной К-1000-5,9/25-2 ХТЗ, представлена на рис. 4.16. Она тесно связана с маслосистемой турбоагрегата — используются тот же главный масляный бак (ГМБ) и общая система слива.

Масло из чистого отсека *главного масляного бака 1* турбины подается на уплотнения вала генератора одним из трех *масляных насосов 2*: рабочим, резервным или аварийным. После *маслоохладителей 4*, один из которых находится в работе, а другой — в резерве, масло проходит очистку в двух *масляных фильтрах 10,* работающих поочередно, и двух *магнитных фильтрах 9,* включенных постоянно.

Охлажденное и отфильтрованное масло поступает к *регуляторам перепада давлений 8* и *11* типа РПД-14, которые обеспечивают необходимый перепад между давлением водорода в корпусе генератора и давлениями уплотняющего и компенсирующего масла. Индивидуальные регуляторы перепада давлений на обеих сторонах генератора дают возможность раздельно оптимизировать режимы работы уплотнений.

В *уплотнении вала генератора 13* поток масла раздваивается. Часть масла направляется на уплотняющий вкладыш перед заполненным водородом корпусом генератора. Именно этот поток и является запирающим. Другой поток масла, обеспечивающий смазку и охлаждение узла уплотнения, через вкладыши на стороне воздуха отводится в картер опорного подшипника турбогенератора. Отсюда масло попадает в сливной коллектор системы смазки подшипников и через U-образный гидрозатвор направляется в главный масляный бак турбины. Из сливной камеры уплотнения на стороне водорода масло поступает через *маслоконтрольные патрубки 12,* установленные на каждой стороне генератора, в *поплавковый гидрозатвор 3* типа ЗГ-500. Циркуляцию газа через этот гидрозатвор предотвращает U-образный гидрозатвор с петлей высотой 500 мм на сливном маслопроводе уплотняющего масла со стороны турбины.

Масло, сливающееся из гидрозатвора ЗГ-500, поступает в *водородоотделительный бачок 6.* Водород, выделяющийся из масла, растекающегося по наклонной перегородке бачка, отсасывается в атмосферу *центробежным вентилятором (эксгаустером) 5*. Рабочее колесо эксгаустера изготавливается из меди или латуни, чтобы исключить искрообразование при возможном задевании за корпус.

Масло из водородоотделительного бачка через гидропетлю высотой 1000 мм и *гидрозатвор 7* типа ЗГ-1 направляется в сливной коллектор, а оттуда через U-образный гидрозатвор — в главный масляный бак.

Гидропетля между водородоотделительным бачком и гидрозатвором ЗГ-1, разделяющая их газовые объемы, дает возможность с помощью эксгаустера создать в бачке разрежение до 1,5 кПа, что способствует более полному выделению водорода из масла.

Если подача масла от насосов на уплотнения вала генератора по какой-либо причине прекращается (при переключении насосов, из-за неисправности регуляторов перепада давлений и др.), уплотнения обес-

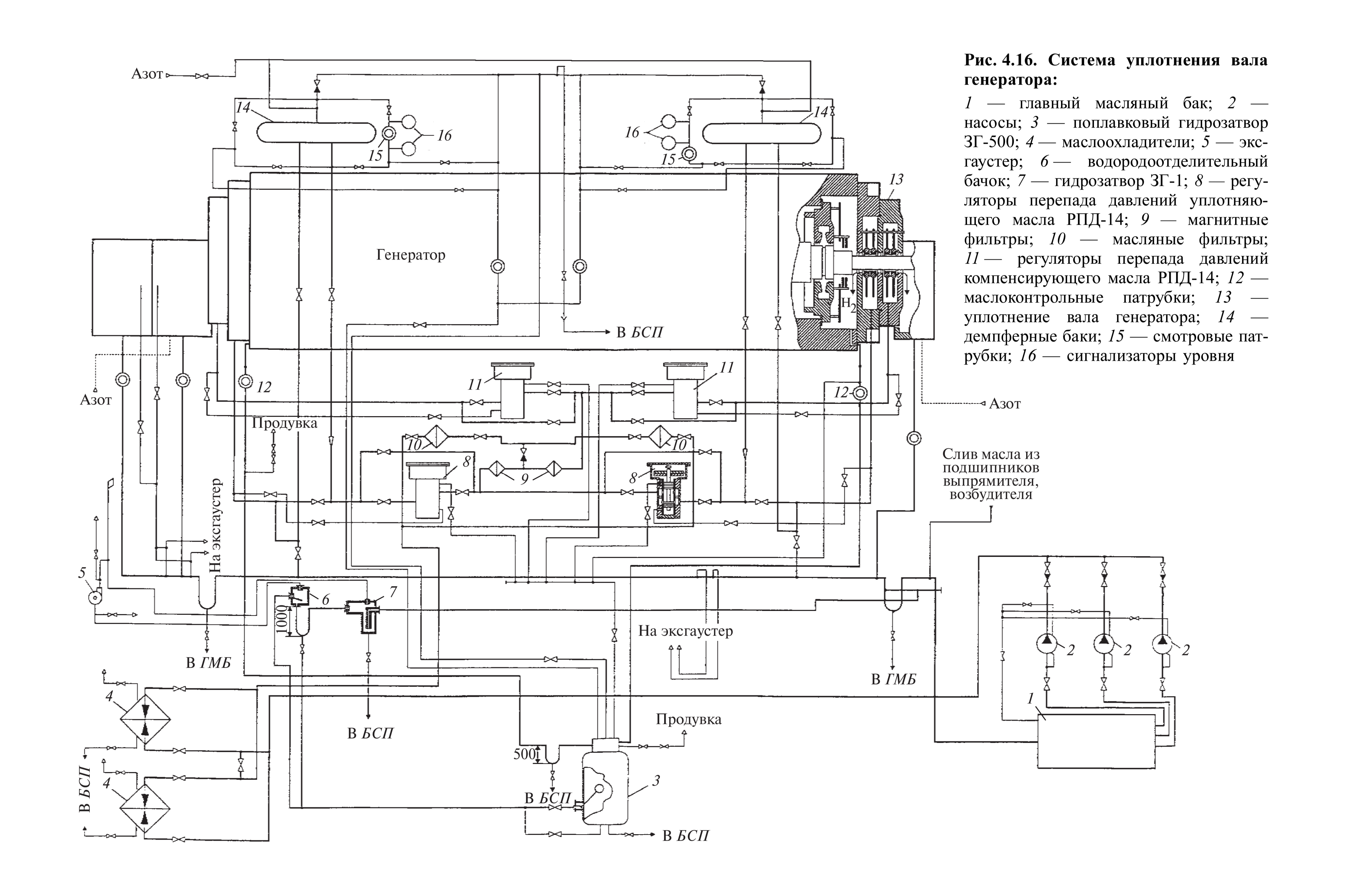


Рис. 4.16. Система уплотнения вала генератора:

1 — главный масляный бак; *2* — насосы; *3* — поплавковый гидрозатвор ЗГ-500; *4* — маслоохладители; *5* — эксгаустер; *6* — водородоотделительный бачок; *7* — гидрозатвор ЗГ-1; *8* — регуляторы перепада давлений уплотняющего масла РПД-14; *9* — магнитные фильтры; *10* — масляные фильтры; *11* — регуляторы перепада давлений компенсирующего масла РПД-14; *12* — маслоконтрольные патрубки; *13* — уплотнение вала генератора; *14* — демпферные баки; *15* — смотровые патрубки; *16* — сигнализаторы уровня

печиваются маслом при автоматической подаче его из двух *демпферных баков 14*.

Для контроля уровня масла в каждом демпферном баке на их байпасных маслопроводах установлены *смотровые патрубки 15* и по два *сигнализатора уровня жидкости 16*. Последние используются также в схеме технологической защиты, выдающей сигнал на автоматический останов турбогенератора со срывом вакуума при снижении уровня масла в демпферных баках до аварийного предела. Объем демпферных баков (по 2 м^3 каждый) рассчитан на работу уплотнений в течение 2 мин при отказе всех электромасляных насосов и безнасосный останов турбоагрегата.

Если перепад давлений «уплотняющее масло — водород» превысит допустимый предел, масло из демпферных баков переливается в поплавковый гидрозатвор ЗГ-500.

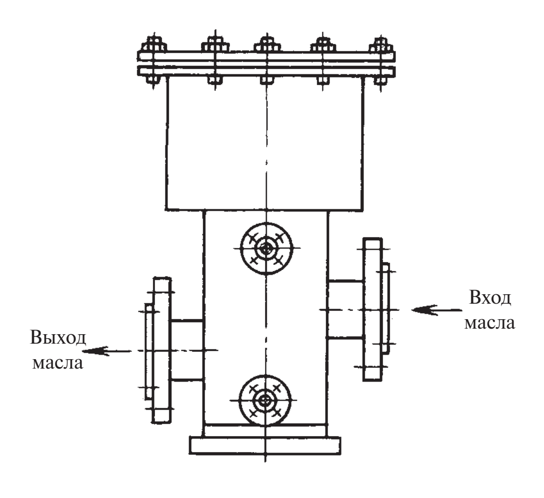
Регулятор перепада давлений РПД-14, конструкция которого показана на рис. 4.17, предназначен для автоматического поддержания заданного перепада давлений уплотняющего масла и водорода в корпусе генератора.

Сварной корпус *6* регулятора имеет патрубки для подвода масла от насоса и отвода его на уплотнение генератора. В корпусе установлена букса *5*, в которой перемещается золотник *4*, имеющий два поршня одинакового диаметра. В буксе выполнено два ряда окон — верхние, через которые масло поступает в полость между поршнями золотника, и профильные нижние, проходное сечение которых изменяется нижним поршнем золотника. Камера под золотником соединена с напорной линией уплотнения генератора, а камера над золотником, в которой находится груз *3* со сменными дисками *2*, — с корпусом генератора.

Если пренебречь силой трения между золотником и буксой, то условие равновесия золотника имеет вид

$$p_м F_з = p_в F_з + G, \tag{4.1}$$

где $p_м$ — давление уплотняющего масла; $p_в$ — давление водорода; $F_з$ — торцевая площадь поршня золотника; $G = G_з + G_г + G_д$ — суммарный вес золотника, груза и сменных дисков.



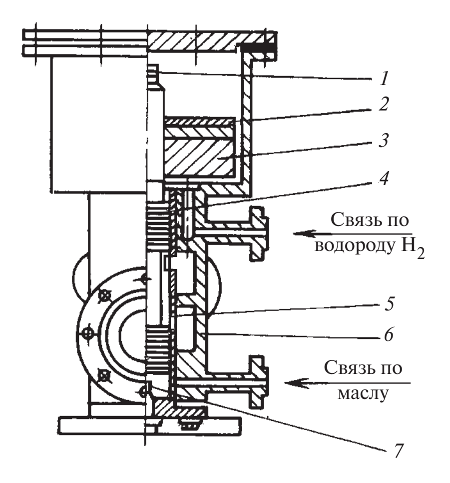


Рис. 4.17. Регулятор перепада давлений РПД-14:
1 — регулировочный болт; *2* — сменный диск; *3* — груз; *4* — золотник; *5* — букса; *6* — корпус; *7* — упор

Из (4.1) следует, что поддерживаемый регулятором перепад давлений «уплотняющее масло — водород» составляет

$$p_м - p_в = G/F_з. \qquad (4.2)$$

Его можно менять в диапазоне 20—100 кПа, добавляя или снимая сменные диски.

Если установленный перепад давлений по какой-либо причине изменится, равновесие золотника нарушится, он сместится вверх или вниз, изменит сечение профильных окон в буксе и тем самым давление уплотняющего масла, восстанавливая перепад давлений. Так, например, если перепад давлений уменьшится, золотник под действием груза сместится вниз, приоткроет профильные окна и поднимет давление уплотняющего масла.

Чтобы не допустить полного закрытия профильных окон, перемещение золотника вверх ограничивается регулировочным болтом *1*. Упор *7* ограничивает смещение золотника вниз, предупреждая перекрытие окон подвода уплотняющего масла под золотник.

Регулятор устанавливается в строго вертикальном положении в непосредственной близости от уплотнения вала генератора.

Протечки масла через зазор между золотником и буксой в камеру с грузом сбрасываются в гидравлический затвор ЗГ-500.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем объясняется выбор минерального масла нефтяного происхождения в качестве рабочей жидкости систем регулирования, защиты и смазки?
2. Чем грозит даже кратковременное прекращение подачи масла к подшипникам и в систему регулирования?
3. Каковы достоинства и недостатки применения насоса объемного типа (зубчатого или винтового) в качестве главного масляного насоса?
4. Почему в системе маслоснабжения с ГМН объемного типа приходится устанавливать редукционный и предохранительный клапаны?
5. Каковы достоинства и недостатки применения насоса центробежного типа в качестве ГМН?
6. С какой целью во всасывающей линии ГМН центробежного типа с помощью инжектора поддерживается небольшое избыточное давление масла?
7. Почему давление воды в маслоохладителях выбирается большим, чем давление масла?
8. Чем оправдан переход от одноинжекторной к двухинжекторной схеме маслоснабжения?
9. Каково назначение пускового масляного насоса высокого давления?
10. В каких целях на напорных линиях главного и пускового центробежных масляных насосов устанавливаются обратные клапаны?
11. Каково назначение масляного насоса низкого давления?
12. В чем заключаются преимущества и недостатки привода ГМН от вала турбины?
13. Каковы преимущества независимого привода масляных насосов регулирования и смазки?
14. Как решается задача аварийного резервирования маслоснабжения подшипников?
15. Как дозируется подача масла к подшипнику из аварийной емкости?
16. Какая система смазки турбоустановки называется централизованной?
17. Почему мощность электродвигателей переменного тока для привода насосов смазки выбирается с большим запасом?
18. Что делается в системах маслоснабжения для повышения пожарной безопасности турбоустановки?
19. Каково назначение пневмогидроаккумуляторов и пружинно-грузовых аккумуляторов в системах маслоснабжения турбин ХТЗ и ЛМЗ?
20. Каков принцип работы воздухоотделителя в масляном баке турбины?
21. Для чего требуется принудительная вытяжная вентиляция бака с огнестойким маслом?
22. В каких целях применяется гидростатический подъем роторов турбоагрегата и как он осуществляется?

23. Каково назначение системы масляного уплотнения вала генератора с водородным охлаждением?
24. В чем заключается принцип работы уплотнения вала генератора? С чем связана большая надежность цилиндрического уплотнения по сравнению с торцевым?
25. Как обеспечивается необходимый перепад давлений водорода в корпусе генератора и уплотняющего масла?
26. Каково назначение демпферных баков в системе уплотнения вала генератора?
27. Почему колеса эксгаустеров в системе уплотнения вала генератора выполняются из меди или латуни?

Глава пятая

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЛИНЕЙНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

5.1. ДИНАМИЧЕСКИЕ ЗВЕНЬЯ САР И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

5.1.1. Дифференциальные уравнения. Линеаризация

При исследовании САР решается одна из двух задач — анализа или синтеза. В первом случае система задана своей структурой и параметрами и требуется определить ее свойства. Во втором случае, наоборот, требуется построить систему, имеющую предписанные свойства.

Решение любой из этих задач начинается с математического описания системы или, как принято говорить, с составления ее математической модели. Для этого система разбивается на звенья и описываются процессы, происходящие в каждом из них.

Обычно математическое описание осуществляется аналитически с помощью уравнений, чаще всего дифференциальных, но некоторые свойства звеньев бывает удобно представить графически.

Рассмотрим одно из таких звеньев САР (рис. 5.1), описываемое нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка

$$F(x, \dot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}) = f, \qquad (5.1)$$

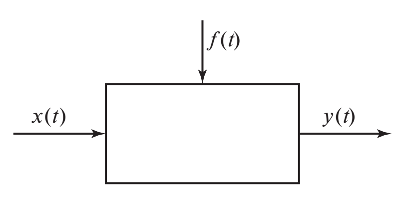


Рис. 5.1. Звено САР

где x — входная величина; y — выходная величина; f — произвольное внешнее воздействие. Уравнение (5.1) называют *уравнением динамики*.

Предположим, что при некоторых постоянных значениях входной величины x^0 и внешнего воздействия f^0 с течением времени процесс в звене установится, т.е. выходная величина примет постоянное значение y^0. Оно может быть найдено из *уравнения статики*

$$F(x^0, 0, y^0, 0, 0) = f^0, \qquad (5.2)$$

получающегося из уравнения (5.1) подстановкой

$$x = x^0, \quad y = y^0, \quad f = f^0, \quad \dot{x} = \dot{y} = \ddot{y} = 0. \qquad (5.3)$$

Исследование динамических процессов в звене с помощью уравнения (5.1) при произвольной нелинейной функции F обычно представляет собой сложную задачу. Трудности тем более возрастают при исследовании системы в целом. Поэтому математические модели звеньев САР стремятся упростить, по крайней мере на первом этапе.

Главным упрощением, к которому необходимо стремиться и, если возможно, следует осуществить, является *линеаризация уравнений* звеньев, т.е. переход от исходных нелинейных уравнений к линейным, приближенно описывающим процессы в звеньях.

Обозначим отклонения входной и выходной величин от их установившихся

значений соответственно Δx и Δy. Тогда для динамического процесса можно записать

$$\left.\begin{aligned} &x(t) = x^0 + \Delta x(t);\ \dot{x} = \Delta\dot{x};\\ &y(t) = y^0 + \Delta y(t);\ \dot{y} = \Delta\dot{y};\ \ddot{y} = \Delta\ddot{y}. \end{aligned}\right\} \quad (5.4)$$

В основе линеаризации уравнений звеньев САР лежит допущение, что в исследуемом динамическом процессе отклонения Δx и Δy достаточно малы. Это предположение обычно выполняется, так как малость отклонения режима работы от заданного, несмотря на возмущающее воздействие, и должна обеспечить правильно функционирующая САР.

Разложим функцию F в уравнении (5.1) в ряд Тейлора по степеням указанных малых отклонений переменных, принимая производные за самостоятельные переменные. Тогда (5.1) примет вид

$$F(x^0, 0, y^0, 0, 0) + \left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^0 \Delta x + \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{x}}\right)^0 \Delta \dot{x} +$$

$$+ \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^0 \Delta y + \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{y}}\right)^0 \Delta \dot{y} + \left(\frac{\partial F}{\partial \ddot{y}}\right)^0 \Delta \ddot{y} +$$

$$+ \textit{члены высшего порядка малости} = f, \quad (5.5)$$

где верхним индексом «0» у частных производных обозначено, что они вычисляются при значениях аргументов, определяемых (5.3), т.е. в точке равновесного режима.

Примем, что функция F не содержит время t в явном виде. Тогда все частные производные в (5.5) представляют собой некоторые постоянные коэффициенты.

Вычтя из уравнения (5.5) уравнение статики (5.2) и отбросив члены высшего порядка малости, найдем

$$\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^0 \Delta x + \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{x}}\right)^0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^0 \Delta y +$$

$$+ \left(\frac{\partial F}{\partial \dot{y}}\right)^0 \Delta \dot{y} + \left(\frac{\partial F}{\partial \ddot{y}}\right)^0 \Delta \ddot{y} = f - f^0. \quad (5.6)$$

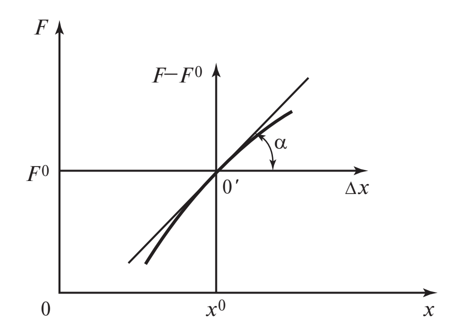


Рис. 5.2. Геометрическая интерпретация линеаризации уравнения звена САР

Это и есть искомое линеаризованное уравнение динамики рассматриваемого звена САР. По сравнению с исходным нелинейным уравнением (5.1) оно является *приближенным*, так как отброшены члены высшего порядка малости, и *линейным* относительно отклонений Δx, $\Delta \dot{x}$, Δy, $\Delta \dot{y}$, $\Delta \ddot{y}$ с постоянными коэффициентами.

На рис. 5.2 показана геометрическая интерпретация этого способа линеаризации. На нем изображена кривая зависимости $F(x)$ при постоянных значениях $y = y^0$, $\dot{x} = \dot{y} = \ddot{y} = 0$. Первый член уравнения (5.6) соответствует замене исходной кривой касательной к ней в точке $0'$ с углом наклона, определяемым из соотношения $(\partial F / \partial x)^0 = \mathrm{tg}\,\alpha$.

Рассмотренная процедура линеаризации, основанная на разложении в ряд Тейлора, очевидно, применима только к непрерывно дифференцируемым нелинейностям, называемым *линеаризуемыми*. Характеристики, не удовлетворяющие этому требованию (релейные, разрывные, неоднозначные и т.п.), являются *существенно нелинейными*.

Вторым допущением, принятым при замене уравнения (5.1) его линейной моделью (5.6), было предположение о малости отклонений выходных и входных координат и их производных.

В теории автоматического регулирования принято записывать уравнения звеньев в *стандартных формах*. Рассмотрим две из них, наиболее распространенные.

Перепишем уравнение (5.6) так, чтобы выходная величина и ее производные находились в левой части уравнения, а все остальные члены — в правой, и разделим все члены уравнения на коэффициент при выходной величине. Кроме того, введем обозначения

$$\left.\begin{aligned} &T_2^2=\frac{(\partial F/\partial \ddot{y})^0}{(\partial F/\partial y)^0};\ T_1=\frac{(\partial F/\partial \dot{y})^0}{(\partial F/\partial y)^0};\\ &k_1=-\frac{(\partial F/\partial x)^0}{(\partial F/\partial y)^0};\ k_2=-\frac{(\partial F/\partial \dot{x})^0}{(\partial F/\partial y)^0};\\ &k_3=\frac{1}{(\partial F/\partial y)^0};\ \Delta f=f-f^0. \end{aligned}\right\} \quad (5.7)$$

Тогда (5.6) примет вид

$$T_2^2\Delta\ddot{y}+T_1\Delta\dot{y}+\Delta y = k_1\Delta x+k_2\Delta\dot{x}+k_3\Delta f. \quad (5.8)$$

Коэффициенты T называются *постоянными времени звена*, а k — *коэффициентами передачи.*

Уравнение (5.8) удобнее записывать в символической или *операторной форме*

$$\left(T_2^2p^2+T_1p+1\right)\Delta y = (k_1+k_2p)\Delta x+k_3\Delta f, \quad (5.9)$$

где $p \equiv \mathrm{d}/\mathrm{d}t$ — оператор дифференцирования по времени, рассматриваемый здесь и далее как алгебраический множитель.

Если ввести обозначения для операторных многочленов при выходной и входных величинах:

$$d(p) = T_2^2p^2+T_1p+1;$$
$$k_x(p)=k_1+k_2p;\quad k_f=k_3,$$

называемых соответственно *собственным оператором* и *операторами воздействий*, то уравнение (5.9) можно записать более компактно:

$$d(p)\Delta y = k_x(p)\Delta x + k_f(p)\Delta f. \quad (5.10)$$

Вторую стандартную форму записи уравнения звена САР получим, разделив правую и левую части уравнения (5.9) или (5.10) на собственный оператор звена:

$$\Delta y = \frac{k_1+k_2p}{T_2^2p^2+T_1p+1}\Delta x + \frac{k_3}{T_2^2p^2+T_1p+1}\Delta f, \quad (5.11)$$

или

$$\Delta y = W(p)\Delta x + W_f(p)\Delta f, \quad (5.12)$$

где выражения

$$W(p)=\frac{k_x(p)}{d(p)}=\frac{k_1+k_2p}{T_2^2p^2+T_1p+1}; \quad (5.13)$$

$$W_f(p)=\frac{k_f(p)}{d(p)}=\frac{k_3}{T_2^2p^2+T_1p+1} \quad (5.14)$$

называются *передаточными функциями звена* по соответствующим воздействиям.

Более строго определение передаточной функции будет введено с помощью преобразования Лапласа.

Отметим, что выражения (5.6), (5.8)—(5.12) являются разными формами записи одного и того же линеаризованного уравнения звена САР.

Уравнения звеньев САР часто записывают в *относительных* или *безразмерных координатах*. Введем координаты

$$\overline{x} = \Delta x / x_0;\ \overline{y} = \Delta y / y_0;$$
$$\overline{f} = \Delta f / f_0, \qquad (5.15)$$

где x_0, y_0, f_0 — базовые значения величин x, y, f (не смешивать с x^0, y^0 и f^0 — значениями этих величин на установившемся режиме). Значения x_0, y_0, f_0 могут выбираться совершенно произвольно, чем можно воспользоваться для некоторого упрощения уравнений. Из (5.7) следует, что при переходе к безразмерным координатам постоянные времени звена не изменяются, а коэффициенты передачи умножаются на отношения базовых значений соответствующих величин. Следовательно, уравнение (5.9) в относительных координатах (5.15) запишется в виде

$$\left(T_2^2 p^2 + T_1 p + 1\right) \overline{y} =$$
$$= (k_{\overline{x}} + k_{p\overline{x}}\, p)\, \overline{x} + k_{\overline{f}}\, \overline{f}\,, \qquad (5.16)$$

где

$$k_{\overline{x}} = k_1 \frac{x_0}{y_0};\quad k_{p\overline{x}} = k_2 \frac{x_0}{y_0};$$
$$k_{\overline{f}} = k_3 \frac{f_0}{y_0}. \qquad (5.17)$$

5.1.2. Основные свойства преобразования Лапласа

При исследовании систем автоматического регулирования, описываемых линейными дифференциальными уравнениями, широко используются методы операционного исчисления, базирующиеся прежде всего на преобразовании Лапласа. Напомним некоторые его свойства, наиболее важные для приложений.

Пусть задана некоторая функция $f(t)$ действительной переменной t, равная нулю при $t < 0$ и отличная от нуля при всех или хотя бы при некоторых значениях $t \geq 0$. Если, кроме того, при $t > 0$ $|f(t)| \leq ke^{at}$, где k и a — положительные числа, то функции $f(t)$ соответствует функция $F(p)$, связанная с ней соотношением

$$F(p) = \int_0^{\infty} \mathrm{e}^{-pt} f(t)\, \mathrm{d}t\,. \qquad (5.18)$$

Здесь p — комплексная переменная.

Соотношение (5.18), которое можно рассматривать как интегральное преобразование, понимая под этим переход от функции $f(t)$ к функции $F(p)$, называется *преобразованием Лапласа*. Оно переводит функцию-оригинал $f(t)$ в функцию-изображение $F(p)$ или, короче, оригинал $f(t)$ в изображение $F(p)$. Совокупность всех $f(t)$ называется пространством оригиналов, а совокупность всех $F(p)$ — пространством изображений.

В дальнейшем будем обозначать оригиналы строчными (малыми) буквами, а отвечающие им изображения — соответствующими прописными (большими) буквами, например, $f(t)$ и $F(p)$, $y(t)$ и $Y(p)$ и др.

Для обозначения связи, устанавливаемой преобразованием Лапласа, воспользуемся символом L:

$$F(p) = L[f(t)].$$

Обращение или *обратное преобразование Лапласа*

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{c - j\infty}^{c + j\infty} F(p)\mathrm{e}^{tp} \mathrm{d}p \ \text{ при } t > 0 \qquad (5.19)$$

будем обозначать символом L^{-1}:

$$f(t) = L^{-1}[F(p)].$$

Преобразование Лапласа заменяет функции из пространства оригиналов и производимые в нем над ними операции функциями и операциями в пространстве изображений, в котором и отображения функций, и выполняемые над ними операции значительно проще. Таблица преобразования

Лапласа, устанавливающая соответствие между оригиналами и изображениями некоторых функций, приведена в § 8.2 (см. табл. 8.1), а более полная — в [17].

Рассмотрим некоторые свойства преобразования Лапласа, связанные с преобразованием операций:

1. *Линейность преобразований Лапласа*:

$$L\left[\sum_{i=1}^{n} a_i f_i(t)\right] = \sum_{i=1}^{n} a_i L[f_i(t)] = \sum_{i=1}^{n} a_i F_i(p); \qquad (5.20)$$

$$L^{-1}\left[\sum_{k=1}^{m} b_k F_k(p)\right] = \sum_{k=1}^{m} b_k L^{-1}[F_k(p)] = \sum_{k=1}^{m} b_k f_k(t). \qquad (5.21)$$

2. *Дифференцирование оригинала*:

$$\left.\begin{aligned} &L[f'(t)] = pF(p) - f(+0);\\ &L[f''(t)] = p^2F(p) - f(+0)p - f'(+0);\\ &\dots\dots\dots\dots\dots\\ &L[f^{(n)}(t)] = p^nF(p) - f(+0)p^{n-1} -\\ &- \dots - f^{(n-1)}(+0). \end{aligned}\right\} (5.22)$$

В качестве начальных значений оригиналов $f(+0)$, $f'(+0)$, …, $f^{(n-1)}(+0)$ в (5.22) подразумеваются предельные значения, которые функции $f(t)$, $f'(t)$, …, $f^{(n-1)}(t)$ принимают при стремлении t к нулю справа, т.е.

$$f^{(k)}(+0) = \lim_{t \to +0} f^{(k)}(t)$$

$$(k = 0, 1, 2, \dots, n-1).$$

3. *Интегрирование оригинала*:

$$L\left[\int_0^t f(t)\right] = \frac{F(p)}{p}. \qquad (5.23)$$

4. *Теорема запаздывания.*

Для любого положительного числа τ

$$L[f(t-\tau)] = e^{-p\tau}L[f(t)] = e^{-p\tau}F(p). \qquad (5.24)$$

5. *Теорема свертывания.*

Обозначим

$$f_1(t) * f_2(t) = \int_0^t f_1(\tau) f_2(t-\tau)\, d\tau = \int_0^t f_2(\tau) f_1(t-\tau)\, d\tau. \qquad (5.25)$$

Эта комбинация функций, обладающая свойствами произведения, называется *сверткой функций.*

Тогда

$$L[f_1(t) * f_2(t)] = F_1(p)F_2(p). \qquad (5.26)$$

6. *Теорема о предельных значениях преобразования Лапласа.*

Если все полюсы (корни знаменателя) функции $F(p)$ имеют отрицательную вещественную часть, то

$$\lim_{t \to 0} f(t) = \lim_{p \to \infty} pF(p) \qquad (5.27)$$

и, наоборот,

$$\lim_{t \to \infty} f(t) = \lim_{p \to 0} pF(p). \qquad (5.28)$$

т.е. предельные значения функции $f(t)$ можно найти, подставив в ее изображение, умноженное на p, значение $p = 0$ или $p = \infty$.

5.1.3. Передаточная функция

Наряду с дифференциальным уравнением важнейшей динамической характеристикой звена САР является его *передаточная функция* $W(p)$, которая представляет собой *отношение преобразованных по Лапласу выходной и входной величин при нулевых*

Рис. 5.3. Изображение звена в структурной схеме САР

начальных условиях и отсутствии внешних воздействий:

$$W(p) = \frac{L[y(t)]}{L[x(t)]} = \frac{Y(p)}{X(p)}. \qquad (5.29)$$

На структурных схемах САР звено обычно изображается в виде прямоугольника, внутри которого записывается обозначение его передаточной функции (рис. 5.3).

Пример 5.1. Пусть динамика звена описывается уравнением

$$T_2^2 \frac{d^2y}{dt^2} + T_1 \frac{dy}{dt} + y = k_1 + k_2 \frac{dx}{dt} .$$

Преобразуем его по Лапласу при нулевых начальных условиях, воспользовавшись свойством линейности (5.20) и теоремой о дифференцировании оригинала (5.22):

$$T_2^2 p^2 Y(p) + T_1 p Y(p) + Y(p) = k_1 X(p) + k_2\, pX(p) ,$$

или

$$(T_2^2 p^2 + T_1 p + 1) Y(p) = (k_1 + k_2\, p) X(p) .$$

Тогда по определению передаточная функция звена имеет вид

$$W(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{k_1 + k_2\, p}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1} ,$$

что совпадает с выражением (5.13), полученным из дифференциального уравнения звена, записанного в операторной форме.

5.1.4. Частотная передаточная функция и частотные характеристики

Исчерпывающей динамической характеристикой звена САР является его *частотная передаточная функция*, которая может быть, в частности, получена из передаточной функции звена $W(p)$ подстановкой в нее $p = j\omega$:

$$W(j\omega) = W(p)|_{p = j\omega}. \qquad (5.30)$$

Частотная передаточная функция может быть представлена в показательной или декартовой форме:

$$W(j\omega) = A(\omega) e^{j\psi(\omega)} = U(\omega) + jV(\omega), \quad (5.31)$$

где $A(\omega)$ — амплитудная частотная функция; $\psi(\omega)$ — фазовая частотная функция; $U(\omega) = \mathrm{Re}W(j\omega)$ — вещественная частотная функция; $V(\omega) = \mathrm{Im}W(j\omega)$ — мнимая частотная функция.

В большинстве случаев передаточная функция звена САР является дробно-рациональной функцией. После подстановки $p = j\omega$ и выделения действительной и мнимой частей в числителе и знаменателе можно записать:

$$W(j\omega) = \frac{a(\omega) + jb(\omega)}{c(\omega) + jd(\omega)}, \qquad (5.32)$$

откуда после простых преобразований, опуская для простоты записи аргумент ω, получим:

$$\left.\begin{aligned}
&U(\omega) = \frac{ac + bd}{c^2 + d^2}; \quad V(\omega) = \frac{bc - ad}{c^2 + d^2};\\
&A(\omega) = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{c^2 + d^2}};\\
&\psi(\omega) = \mathrm{arctg}\, \frac{V(\omega)}{U(\omega)} = \mathrm{arctg}\, \frac{bc - ad}{ac + bd}\\
&\text{при } |\psi(\omega)| \le \pi/2.
\end{aligned}\right\} \quad (5.33)$$

Для наглядного графического представления частотных свойств звена используются так называемые *частотные характеристики*.

Амплитудно-фазовая частотная характеристика (АФЧХ) строится на комплексной плоскости в декартовых (U, V) или полярных (A, ψ) координатах и представляет собой годограф вектора $W(j\omega)$ при изменении частоты ω от нуля до бесконечности (рис. 5.4). Заметим, что вместо сокращенного обозначения АФЧХ часто используется АФХ (амплитудно-фазовая характеристика).

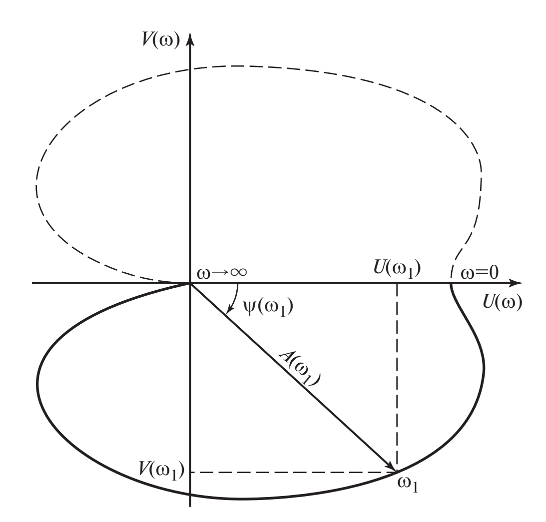


Рис. 5.4. Амплитудно-фазовая частотная характеристика звена САР

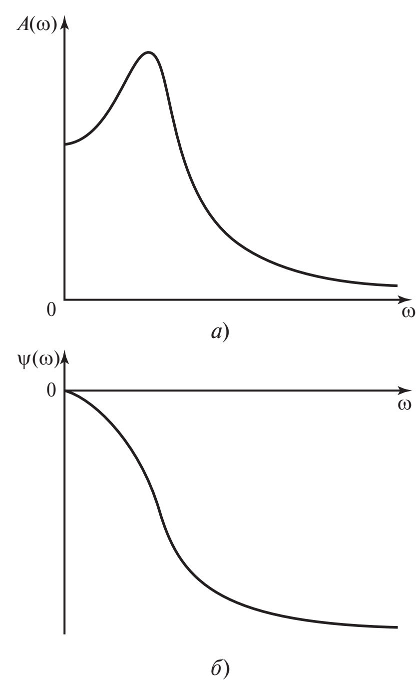


Рис. 5.5. Амплитудно-частотная (*а*) и фазочастотная (*б*) характеристики звена САР

Амплитудно-фазовая частотная характеристика может быть построена не только для положительных, но и для отрицательных частот.

Так как $U(\omega)$ представляет собой четную, а $V(\omega)$ — нечетную функции частоты ω и, следовательно, $U(-\omega) = U(\omega)$ и $V(-\omega) = -V(\omega)$, то при замене в $W(j\omega)$ частоты ω на $-\omega$ получим

$$W(-j\omega) = U(\omega) - jV(\omega) = \overline{W(j\omega)}, \quad (5.34)$$

где, как обычно, чертой сверху отмечена комплексно-сопряженная величина. Следовательно, АФЧХ звена для отрицательных частот может быть построена как зеркальное отражение относительно вещественной оси АФЧХ для положительных частот (штриховая линия на рис. 5.4). Так как по отношению к $W(j\omega)$ характеристика $\overline{W(j\omega)}$ не несет дополнительной информации, она обычно не строится.

Вместо АФЧХ звена можно построить по соотношениям (5.33) отдельно амплитудно-частотную (АЧХ) $A(\omega)$ и фазочастотную (ФЧХ) $\psi(\omega)$ характеристики (рис. 5.5)

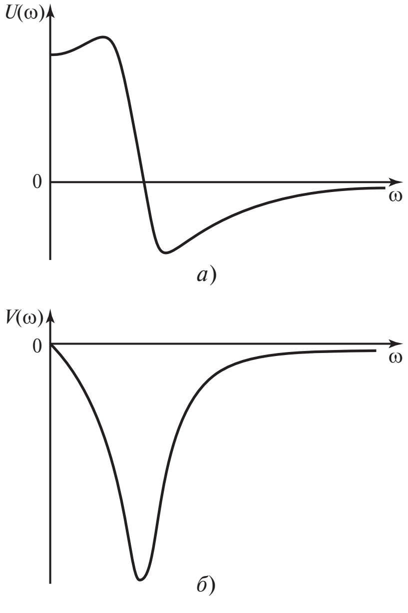


Рис. 5.6. Вещественная (*а*) и мнимая (*б*) частотные характеристики звена САР

или вещественную $U(\omega)$ и мнимую $V(\omega)$ частотные характеристики (рис. 5.6).

Частотные характеристики имеют ясную физическую интерпретацию и могут быть найдены экспериментально из анализа вынужденных колебаний, вызываемых в звене гармоническим входным возмущающим воздействием.

Для этой цели на вход звена подают синусоидальный сигнал частоты ω и фиксируют установившиеся (после затухания свободного движения) колебания выходной величины. Тогда отношение амплитуд выходной и входной величин определяет модуль $A(\omega)$, а сдвиг по фазе между ними — аргумент $\psi(\omega)$ частотной передаточной функции. Таким образом, АЧХ показывает, как звено пропускает сигналы разной частоты, а ФЧХ характеризует фазовые сдвиги, вносимые звеном на различных частотах.

Следует иметь в виду, что понятие частотных характеристик распространяется только на линейные звенья и системы.

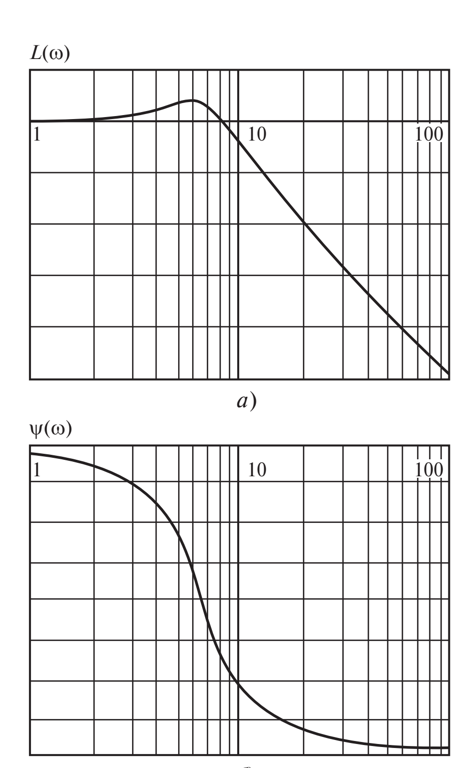


Рис. 5.7. Логарифмические частотные характеристики звена САР:
а — амплитудная; *б* — фазовая

5.1.5. Логарифмические частотные характеристики

Кроме рассмотренных частотных характеристик при исследовании САР широко используются логарифмические частотные характеристики — амплитудная (ЛАЧХ или ЛАХ) $L(\omega)$ и фазовая (ЛФЧХ или ЛФХ) $\psi(\omega)$, которые строятся отдельно. По оси частот логарифмических частотных характеристик откладывается частота в логарифмическом масштабе, но около отметок, соответствующих lgω, наносится значение самой частоты ω. На оси ординат ЛАЧХ указывают значения модуля в децибелах, т.е.

$$L(\omega) = 20\lg|W(j\omega)| = 20\lg A(\omega), \quad (5.35)$$

а на оси ординат ЛФЧХ в линейном масштабе наносят значения аргумента (фазы) в градусах или радианах (рис. 5.7).

Терминология, которой пользуются при построении логарифмических частотных характеристик, заимствована из акустики. В частности, если две частоты отличаются одна от другой в 2 раза, т.е. $\omega_2/\omega_1 = 2$, то говорят, что они различаются на *октаву*, а если $\omega_2/\omega_1 = 10$, то частоты различаются на *декаду*. Так как шкала частоты вдоль оси абсцисс равномерна относительно lgω, то длина отрезка, представляющего октаву или декаду, не зависит от значения частоты ω, соответствующего началу отрезка.

Ось абсцисс ЛАЧХ проходит через нулевую точку оси ординат, которой соответствует значение модуля $A(\omega) = 1$. Ось ординат логарифмических частотных характеристик пересекает ось абсцисс в произвольном месте, так как частоте $\omega = 0$ соответствует бесконечно удаленная точка (при $\omega \to 0$ $\lg\omega \to -\infty$).

5.1.6. Временны́е характеристики

Динамические свойства звена САР полностью определяются также его временны́ми функциями: переходной функцией $h(t)$ и функцией веса (весовой функцией) $w(t)$ или их графическими представлениями — временны́ми характеристиками (рис. 5.8).

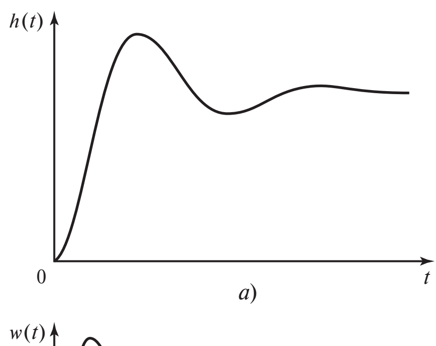
Переходная функция $h(t)$ представляет собой реакцию звена на поданное на его вход единичное ступенчатое воздействие $\mathbf{1}(t)$ при нулевых начальных условиях.

Аналитическое представление единичного ступенчатого воздействия имеет вид

$$\mathbf{1}(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } t > 0; \\ 1/2 & \text{при } t = 0; \\ 0 & \text{при } t < 0. \end{cases} \qquad (5.36)$$

График переходной функции $h(t)$ называют *переходной* или *разгонной характеристикой.*

Функция веса (*весовая функция*) $w(t)$ представляет собой реакцию звена на поданное на его вход единичное импульсное воздействие $\delta(t)$ при нулевых начальных условиях. График $w(t)$ называют *импульсной переходной характеристикой.*



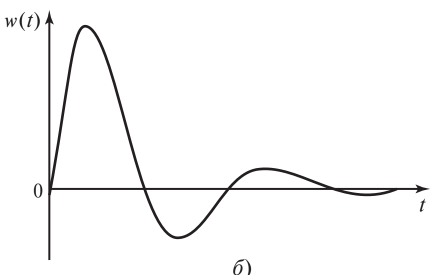


Рис. 5.8. Временны́е характеристики звена САР:
а — переходная; *б* — импульсная переходная

Единичная импульсная функция, или δ-функция Дирака, является обобщенной функцией и обладает следующими свойствами:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \neq 0; \\ \infty & \text{при } t = 0, \end{cases} \qquad (5.37)$$

и при любом сколь угодно малом положительном числе ε

$$\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \delta(t)\, \mathrm{d}t = 1 . \qquad (5.38)$$

Обычно требуют, чтобы δ-функция была четной и наряду с (5.38) выполнялось условие

$$\int_{-\varepsilon}^{0} \delta(t)\, \mathrm{d}t = \int_{0}^{\varepsilon} \delta(t)\, \mathrm{d}t = \frac{1}{2} \qquad (5.39)$$

при любом $\varepsilon > 0$.

Заметим еще, что δ-функцию можно рассматривать как производную единичной ступенчатой функции. Действительно, на основании (5.38)

$$\int_{-\infty}^{t} \delta(t)\, \mathrm{d}t = \mathbf{1}(t) . \qquad (5.40)$$

Продифференцировав это соотношение, получим

$$\delta(t) = \frac{\mathrm{d}\mathbf{1}(t)}{\mathrm{d}t} . \qquad (5.41)$$

Из (5.41) следует связь между весовой и переходной функциями линейных звеньев:

$$w(t) = \frac{\mathrm{d}h(t)}{\mathrm{d}t} \qquad (5.42)$$

или

$$h(t) = \int_{0}^{t} w(t)\, \mathrm{d}t . \qquad (5.43)$$

Временны́е функции могут быть выражены непосредственно через передаточную

функцию звена $W(p)$ с помощью преобразования Лапласа.

При нулевых начальных условиях на основании (5.29) имеем

$$Y(p) = W(p)X(p). \qquad (5.44)$$

Если принять $x(t) = \delta(t)$, то по определению $y(t) = w(t)$. Так как в этом случае $X(p) = L[\delta(t)] = 1$, то

$$L[w(t)] = W(p) \qquad (5.45)$$

и, следовательно,

$$w(t) = L^{-1}[W(p)]. \qquad (5.46)$$

Таким образом, *передаточная функция звена есть изображение по Лапласу его весовой функции*. Соотношение (5.45) можно принять в качестве определения передаточной функции звена вместо (5.29). Формула (5.46) широко используется для вычисления весовой функции.

Пусть теперь $x(t) = \mathbf{1}(t)$. Тогда по определению $y(t) = h(t)$, и так как в рассматриваемом случае $X(p) = L[\mathbf{1}(t)] = 1/p$, то

$$L[h(t)] = W(p)/p \qquad (5.47)$$

и, значит,

$$h(t) = L^{-1}[W(p)/p]. \qquad (5.48)$$

Из (5.48) на основании (5.23) следует $h(t) = \int_0^t w(t)\, \mathrm{d}t$ или $w(t) = \mathrm{d}h(t)/\mathrm{d}t$, что совпадает с (5.43) и (5.42).

Зная весовую или переходную функцию, можно определить реакцию звена на произвольное входное воздействие при нулевых начальных условиях.

В самом деле, из (5.44) на основании теоремы о свертке (5.26) имеем

$$y(t) = \int_0^t w(t-\tau)x(\tau)\, \mathrm{d}\tau = \int_0^t w(\tau)x(t-\tau)\, \mathrm{d}\tau. \qquad (5.49)$$

В (5.49) в качестве верхнего предела интегрирования вместо t можно принять ∞, так как при $\tau > t$ функция $w(t-\tau)$ равна нулю. Это условие, отражающее тот факт, что никакая физическая система не может реагировать в данный момент на возмущение, которое будет действовать на нее позже, называется *условием физической осуществимости* системы.

Как и (5.44), формула (5.49) справедлива только при нулевых начальных условиях.

5.2. ТИПОВЫЕ ЗВЕНЬЯ САР

Классифицируя звенья по типу их дифференциальных уравнений или, что то же самое, по виду их передаточных функций, можно выделить так называемые *типовые звенья САР*. Рассмотрим те из них, которые чаще других встречаются в системах регулирования турбин.

Безынерционное или ***пропорциональное*** *звено* описывается уравнением

$$y = kx \qquad (5.50)$$

или передаточной функцией

$$W(p) = k. \qquad (5.51)$$

Частотные и временны́е функции звена имеют вид:

$$W(j\omega) = k;\ U(\omega) = k;\ V(\omega) = 0;\ A(\omega) = k;$$
$$\psi(\omega) = 0;\ L(\omega) = 20\lg k;\ h(t) = k\mathbf{1}(t);$$
$$w(t) = k\delta(t).$$

Апериодическое звено первого порядка, часто называемое ***инерционным звеном***, описывается дифференциальным уравнением

$$T\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} + y = kx \qquad (5.52)$$

или передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k}{Tp+1}. \qquad (5.53)$$

Частотную передаточную функцию звена $W(j\omega) = k/(1 + j\omega T)$, воспользовавшись (5.33), можно представить в виде

$$W(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega) = \frac{k}{1+\omega^2T^2} - j\frac{k\omega T}{1+\omega^2T^2}$$

или

$$W(j\omega) = A(\omega)e^{j\psi(\omega)} = \\ = \frac{k}{\sqrt{1+\omega^2T^2}}\,e^{-j\,\mathrm{arctg}\,\omega T}.$$

Амплитудно-фазовая характеристика звена (рис. 5.9, *а*) представляет собой полуокружность радиусом $k/2$ с центром в точке $(k/2,\ j0)$. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики показаны на рис. 5.9, *б*.

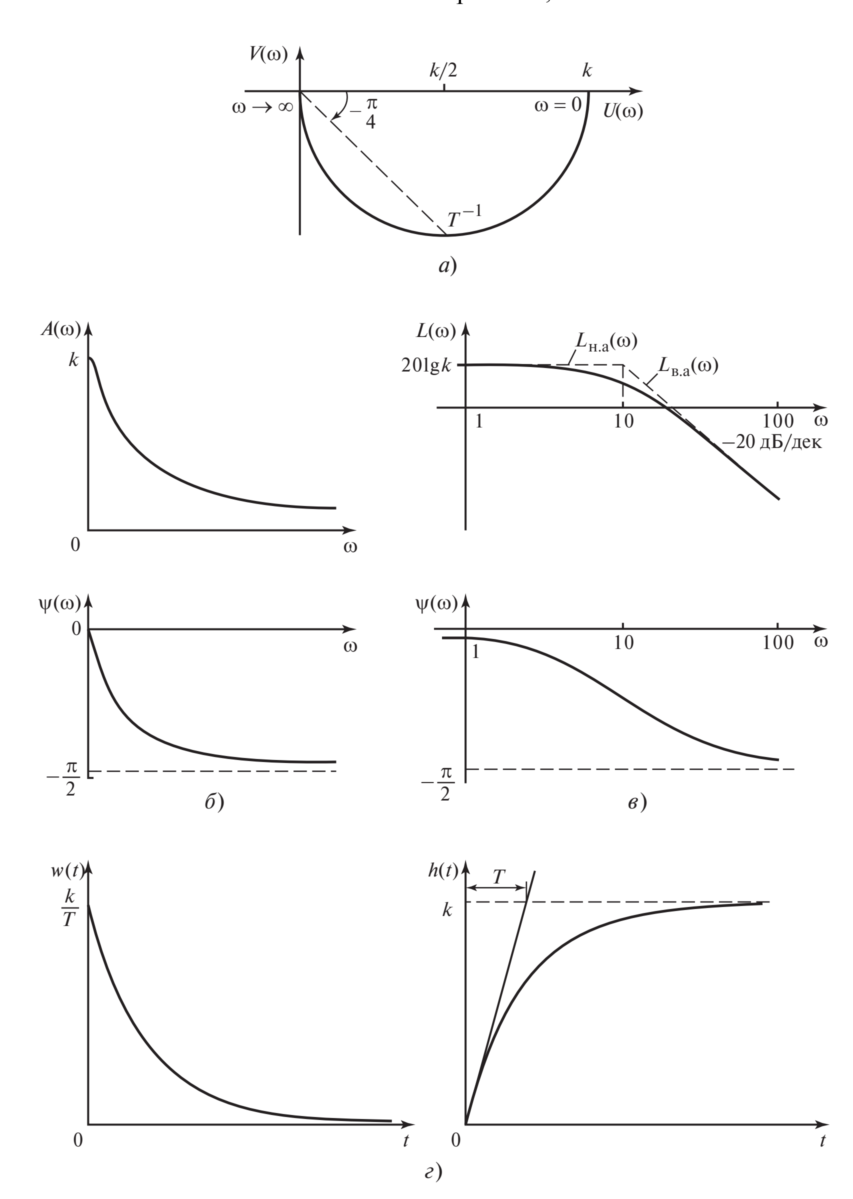


Рис. 5.9. Характеристики апериодического звена первого порядка:

а — АФХ; *б* — амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики; *в* — логарифмические частотные характеристики; *г* — временные характеристики

Логарифмические частотные характеристики (рис. 5.9, *в*) построены по уравнениям

$$L(\omega) = 20\lg A(\omega) = 20\lg k - - 20\lg \sqrt{1 + \omega^2 T^2}; \qquad (5.54)$$

$$\psi(\omega) = -\operatorname{arctg} \omega T. \qquad (5.55)$$

Во многих случаях можно ограничиться асимптотическим приближением ЛАХ, заменяя ее двумя асимптотами, к которым она стремится при $\omega \to 0$ (низкочастотная асимптота $L_{н.а}(\omega)$) и при $\omega \to \infty$ (высокочастотная асимптота $L_{в.а}(\omega)$). Найдем эти асимптоты.

При $\omega T << 1$ в (5.54) можно пренебречь членом $\omega^2 T^2$ по сравнению с единицей. Тогда получим $L_{н.а}(\omega) = 20\lg k$, т.е. низкочастотная асимптота представляет собой прямую, параллельную оси абсцисс и отстоящую от нее на $20\lg k$.

При $\omega T >> 1$ в (5.54) $\sqrt{1 + \omega^2 T^2} \approx \omega T$, следовательно, $L_{в.а}(\omega) = 20\lg k - 20\lg \omega T$. Сравнение ординат этой асимптоты при любых двух частотах, отличающихся на декаду, дает $L_{в.а}(10\omega) - L_{в.а}(\omega) = -20$ и показывает, что она имеет наклон –20 дБ/дек.

Асимптоты, изображенные на рис. 5.9, *в* штриховыми линиями, пересекаются в точке, соответствующей частоте $\omega_с = 1/T$, которая поэтому называется *сопрягающей частотой.*

Разность между точной и асимптотической характеристиками

$$\Delta L(\omega) = L(\omega) - L_а(\omega), \qquad (5.56)$$

где

$$L_а(\omega) = \begin{cases} 20\lg k & \text{при } 0 < \omega T \le 1; \\ 20\lg k - 20\lg \omega T & \text{при } \omega T \ge 1, \end{cases}$$

наибольшего значения достигает при сопрягающей частоте и составляет $\Delta L(\omega_с) = -3$ дБ.

Логарифмическая фазовая характеристика в соответствии с (5.55) представляет собой график арктангенса, построенный в полулогарифмических координатах. Асимптотами характеристики являются ось абсцисс (при $\omega \to 0$) и прямая $\psi(\omega) = -\pi/2$ ($\omega \to \infty$).

Временны́е характеристики звена (рис. 5.9, *г*) можно найти согласно (5.46) и (5.48) с помощью таблицы преобразования Лапласа [17]:

$$w(t) = L^{-1}[W(p)] = L^{-1}\left[\frac{k}{1 + Tp}\right] = \frac{k}{T} e^{-t/T};$$

$$h(t) = L^{-1}\left[\frac{W(p)}{p}\right] = L^{-1}\left[\frac{k}{p(1 + Tp)}\right] = k(1 - e^{-t/T}).$$

Если переходная характеристика $h(t)$ получена экспериментально, то по ней можно найти параметры звена: коэффициент передачи равен установившемуся значению характеристики, т.е. $k = h(\infty)$, а постоянная времени T определяется как абсцисса точки пересечения касательной к переходной характеристике в начале координат с ее асимптотой.

Апериодическое звено второго порядка описывается уравнением

$$T_2^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + T_1 \frac{dy}{dt} + y = k_1 x \qquad (5.57)$$

при $T_1 \ge 2T_2$.

Передаточная функция звена

$$W(p) = \frac{k}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1} \qquad (5.58)$$

в этом случае может быть преобразована к виду

$$W(p) = \frac{k}{(1 + T_3 p)(1 + T_4 p)}, \qquad (5.59)$$

где

$$T_{3,4} = \frac{T_1}{2} \pm \sqrt{\frac{T_1^2}{4} - T_2^2}. \qquad (5.60)$$

Следовательно, рассматриваемое звено эквивалентно двум включенным последовательно апериодическим звеньям первого порядка с общим коэффициентом передачи k и постоянными времени T_3 и T_4 (см. § 5.3).

Частотная передаточная функция звена имеет вид

$$W(j\omega) = \frac{k}{\sqrt{1+\omega^2 T_3^2}\sqrt{1+\omega^2 T_4^2}} \times e^{j(-\operatorname{arctg}\omega T_3 - \operatorname{arctg}\omega T_4)},$$

а соответствующая ей АФХ представлена на рис. 5.10, *а*.

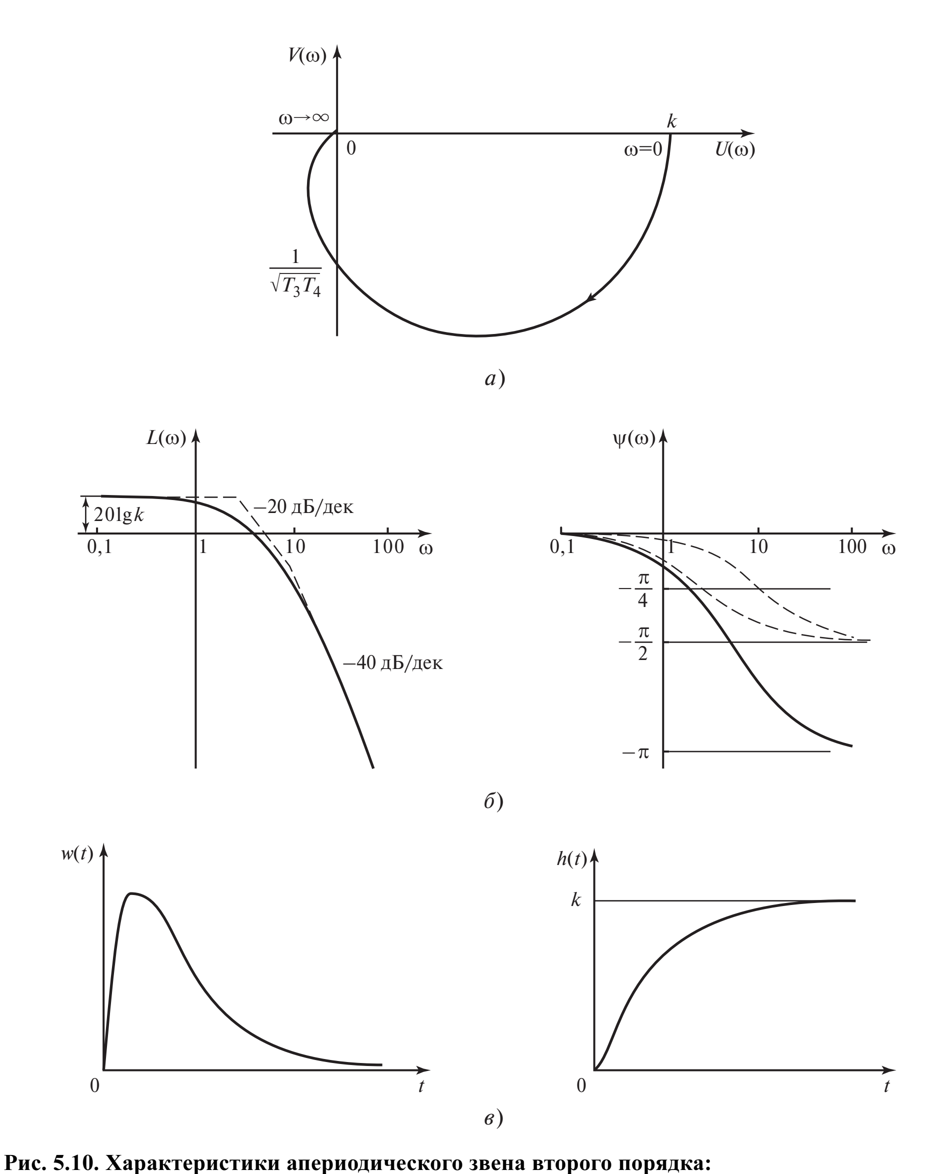


Рис. 5.10. Характеристики апериодического звена второго порядка:
а — АФХ; *б* — логарифмические частотные характеристики; *в* — временные характеристики

Логарифмическая амплитудная характеристика строится по выражению

$$L(\omega) = 20\lg k - 20\lg\sqrt{1+\omega^2 T_3^2} - $$
$$- 20\lg\sqrt{1+\omega^2 T_4^2},$$

а логарифмическая фазовая характеристика находится по уравнению $\psi(\omega) = -\mathrm{arctg}\,\omega T_3 - -\mathrm{arctg}\,\omega T_4$ или графическим суммированием ординат фазовых характеристик апериодических звеньев первого порядка с постоянными времени T_3 и T_4, показанных на рис. 5.10, *б* штриховыми линиями.

Временны́е характеристики звена представлены на рис. 5.10, *в*. Они построены в соответствии с зависимостями

$$w(t) = L^{-1}\left[\frac{k}{(1+T_3 p)(1+T_4 p)}\right] =$$
$$= \frac{k}{T_3 - T_4}\left(e^{-\frac{t}{T_3}} - e^{-\frac{t}{T_4}}\right);$$

$$h(t) = L^{-1}\left[\frac{k}{p(1+T_3 p)(1+T_4 p)}\right] =$$
$$= k\left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4}e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4}e^{-\frac{t}{T_4}}\right).$$

Колебательное звено описывается тем же дифференциальным уравнением (5.57), что и апериодическое звено второго порядка, но только при $T_1 < 2T_2$. В этом случае характеристическое уравнение звена $T_2^2 p^2 + T_1 p + 1 = 0$ имеет комплексно-сопряженные корни $p_{1,2} = \alpha \pm j\beta$ и передаточная функция $W(p)$ не может быть приведена к виду (5.59) с действительными значениями постоянных времени T_3 и T_4.

Обычно передаточная функция колебательного звена записывается в форме

$$W(p) = \frac{k}{T^2 p^2 + 2\zeta T p + 1}, \quad (5.61)$$

где $\zeta = T_1/(2T_2)$ — относительный коэффициент демпфирования, причем $0 < \zeta < 1$. Заметим, что при $\zeta = 0$ (отсутствие демпфирования) колебательное звено переходит в *консервативное*, а при $\zeta = 1$ — в апериодическое звено второго порядка.

По выражению для частотной передаточной функции

$$W(j\omega) = \frac{k}{1 - \omega^2 T^2 + j2\zeta\omega T}$$

с помощью (5.33) найдем

$$U(\omega) = \frac{k(1-\omega^2 T^2)}{(1-\omega^2 T^2)^2 + (2\zeta\omega T)^2},$$

$$V(\omega) = \frac{-2k\zeta\omega T}{(1-\omega^2 T^2)^2 + (2\zeta\omega T)^2}$$

для построения АФХ, а также

$$A(\omega) = \frac{k}{\sqrt{(1-\omega^2 T^2)^2 + (2\zeta\omega T)^2}},$$

$$\psi(\omega) = \begin{cases} -\mathrm{arctg}\,\dfrac{2\zeta\omega T}{1-\omega^2 T^2} & \text{при } \omega \le 1/T, \\ -\pi - \mathrm{arctg}\,\dfrac{2\zeta\omega T}{1-\omega^2 T^2} & \text{при } \omega > 1/T \end{cases}$$

для построения логарифмических частотных характеристик.

Весовую и переходную функции получим с помощью преобразования Лапласа:

$$w(t) = \frac{k}{T^2}e^{\alpha t}\frac{\sin\beta t}{\beta};$$

$$h(t) = k\left[1 + e^{\alpha t}\left(-\cos\beta t + \frac{\alpha}{\beta}\sin\beta t\right)\right],$$

где $\alpha = -\zeta/T$ и $\beta = \sqrt{1-\zeta^2}/T$ — действительная и мнимая части корней знаменателя передаточной функции звена.

Частотные и временны́е характеристики звена могут быть построены по полученным формулам либо с помощью MathCAD, как это показано в примере 5.2.

Пример 5.2. Построить в среде MathCAD частотные и временны́е характеристики колебательного звена с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k}{T^2 p^2 + 2\zeta T p + 1}$$

и параметрами $T = 0{,}1$ с; $\zeta = 0{,}2$; $k = 2$.

$$\mathrm{T} := 0.1 \qquad \zeta := 0.2 \qquad \mathrm{k} := 2 \qquad j := \sqrt{-1}$$

$$\mathrm{W}(\mathrm{p}) := \frac{\mathrm{k}}{\mathrm{T}^2 \cdot \mathrm{p}^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \mathrm{T} \cdot \mathrm{p} + 1} \qquad \mathrm{H}(\mathrm{p}) := \frac{\mathrm{W}(\mathrm{p})}{\mathrm{p}}$$

$$\mathrm{U}(\omega) := \mathrm{Re}(\mathrm{W}(j \cdot \omega)) \qquad \mathrm{V}(\omega) := \mathrm{Im}(\mathrm{W}(j \cdot \omega))$$

$$\mathrm{A}(\omega) := \sqrt{\mathrm{U}(\omega)^2 + \mathrm{V}(\omega)^2} \qquad L(\omega) := 20 \cdot \log(\mathrm{A}(\omega))$$

$$\psi(\omega) := \begin{vmatrix} \mathrm{atan}\left(\dfrac{\mathrm{V}(\omega)}{\mathrm{U}(\omega)}\right) & \text{if } 0 < \omega < \dfrac{1}{T} \\ \left(-\pi + \mathrm{atan}\left(\dfrac{\mathrm{V}(\omega)}{\mathrm{U}(\omega)}\right)\right) & \text{if } \omega \ge \dfrac{1}{T} \end{vmatrix}$$

$$\mathrm{w}(\mathrm{t}) := \frac{\mathrm{k}}{\mathrm{T}^2 \cdot \mathrm{p}^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \mathrm{T} \cdot \mathrm{p} + 1} \ \Bigg| \begin{matrix} \text{invlaplace, p} \\ \text{float, 3} \end{matrix} \rightarrow 20.4 \exp(-2. \cdot \mathrm{t}) \sin(9.80 \cdot \mathrm{t})$$

$$\mathrm{h}(\mathrm{t}) := \mathrm{H}(\mathrm{p}) \ \Bigg| \begin{matrix} \text{invlaplace, p} \\ \text{float, 3} \end{matrix} \rightarrow 2. - 2. \cdot \exp(-2. \cdot \mathrm{t}) \cdot \cos(9.80 \cdot \mathrm{t}) - .408 \cdot \exp(-2. \cdot \mathrm{t}) \cdot \sin(9.80 \cdot \mathrm{t})$$

Характеристики звена представлены на рис. 5.11, *а—д*.

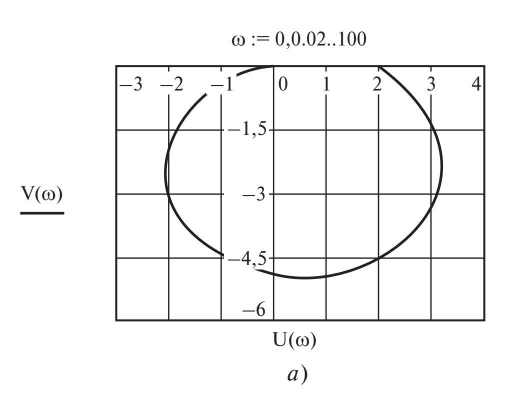


Рис. 5.11. Характеристики колебательного звена (начало):

а — АФХ; *б* — вещественная и мнимая частотные характеристики; *в* — амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики; *г* — логарифмические частотные характеристики; *д* — временны́е характеристики

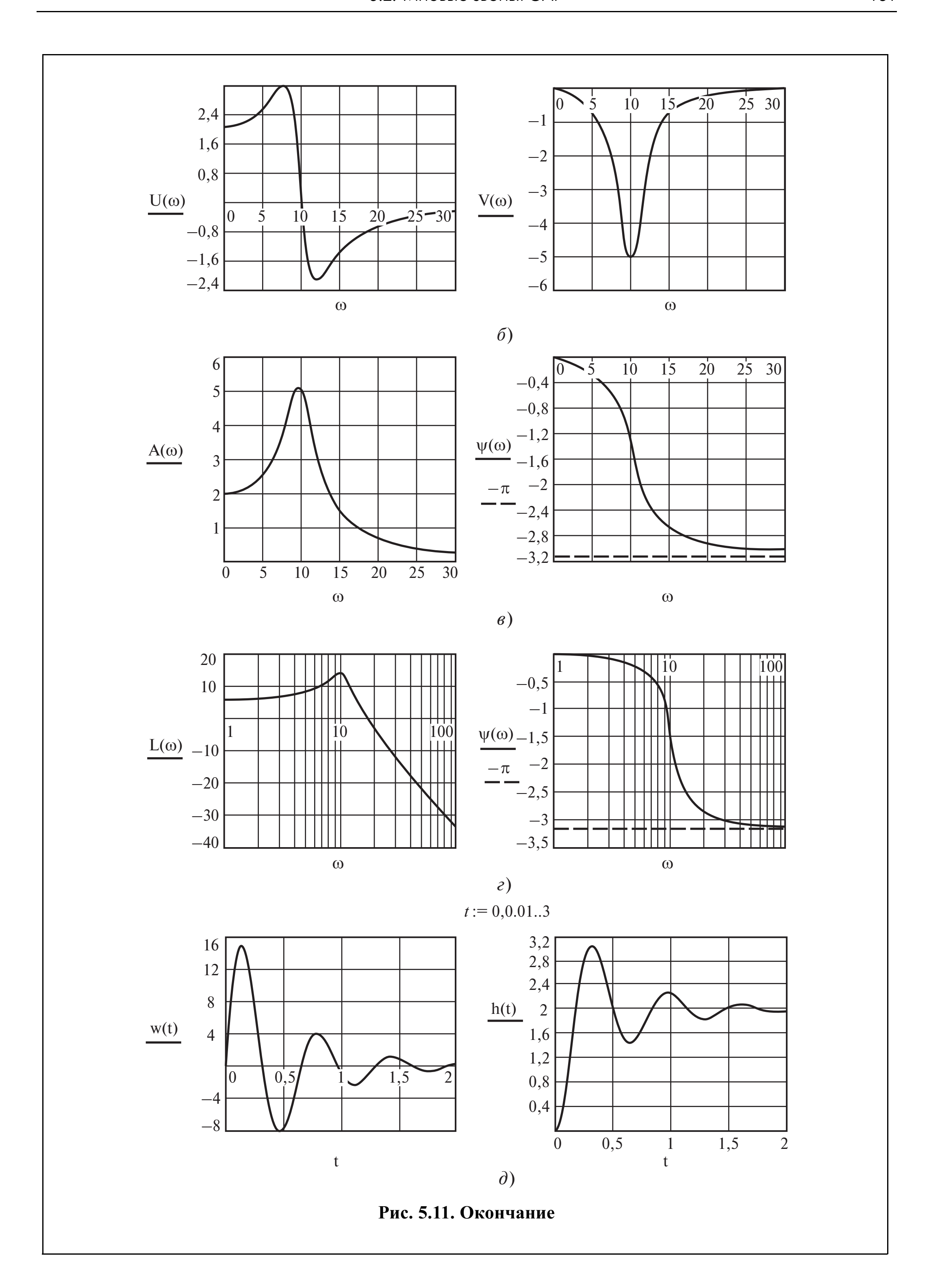


Рис. 5.11. Окончание

Интегрирующее звено описывается уравнением

$$T\frac{dy}{dt} = x \qquad (5.62)$$

или передаточной функцией $W(p) = 1/(Tp)$. Частотная передаточная функция может быть представлена в форме

$$W(j\omega) = \frac{1}{T\omega} e^{-j\frac{\pi}{2}}.$$

Остальные частотные и временны́е функции звена имеют вид:

$U(\omega) = 0; \quad V(\omega) = -1/(\omega T);$
$A(\omega) = 1/(\omega T); \quad \psi(\omega) = -\pi/2;$
$L(\omega) = -20\lg T - 20\lg\omega;$
$h(t) = t/T; \quad w(t) = 1/T.$

Характеристики звена показаны на рис. 5.12. Амплитудно-фазовая характеристика совпадает с отрицательной полуосью ординат. Она свидетельствует о том, что пропускная способность звена возрастает с уменьшением частоты. Фазовый сдвиг постоянен на всех частотах и равен $-\pi/2$. Логарифмическая амплитудная характеристика представляет собой прямую с наклоном -20 дБ/дек, которая пересекает ось абсцисс в точке $\omega = 1/T$. Переходная характеристика — прямая с угловым коэффициентом $1/T$, проходящая через начало координат.

Идеальное дифференцирующее звено описывается уравнением

$$y = k\frac{dx}{dt} \qquad (5.63)$$

или передаточной функцией $W(p) = kp$. Частотные и временны́е функции звена имеют вид:

$W(j\omega) = jk\omega = k\omega e^{j\frac{\pi}{2}};$
$U(\omega) = 0; \quad V(\omega) = k\omega;$
$A(\omega) = k\omega; \quad \psi(\omega) = \pi/2;$
$L(\omega) = 20\lg k + 20\lg\omega;$
$h(t) = k\delta(t); \quad w(t) = k\,d\delta(t)/dt.$

Некоторые характеристики звена представлены на рис. 5.13. Амплитудно-фазовая характеристика совпадает с положительной полуосью ординат. Пропускная способность звена растет с увеличением частоты. Фазовый сдвиг постоянен на всех частотах и равен $\pi/2$. Логарифмическая амплитудная характеристика — прямая с наклоном 20 дБ/дек, пересекающая ось абсцисс в точке $\omega = 1/k$.

Форсирующее звено, описываемое уравнением

$$y = k\left(T\frac{dx}{dt} + x\right), \qquad (5.64)$$

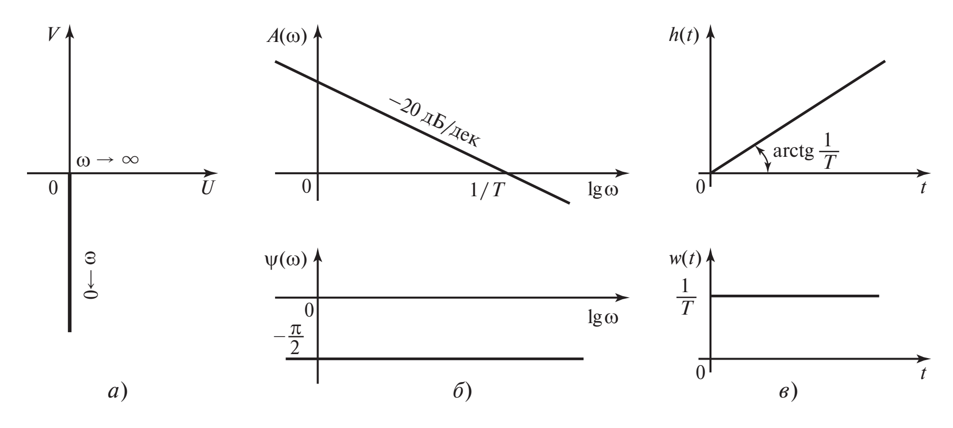


Рис. 5.12. Характеристики интегрирующего звена:
а — АФХ; *б* — логарифмические частотные характеристики; *в* — временны́е характеристики

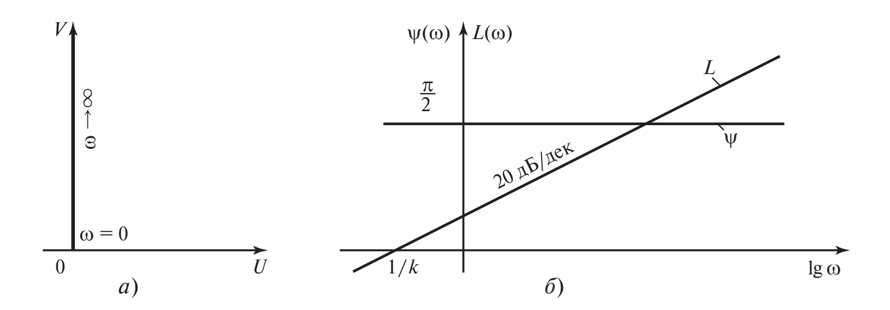


Рис. 5.13. Характеристики идеального дифференцирующего звена:
а — АФХ; *б* — логарифмические частотные характеристики

может быть представлено в виде параллельного соединения идеального дифференцирующего и безынерционного звеньев.

Передаточная функция звена имеет вид $W(p) = k(Tp + 1)$, а частотные характеристики его представлены на рис. 5.14 и построены по уравнениям:

$$W(j\omega) = k(1 + j\omega t);$$

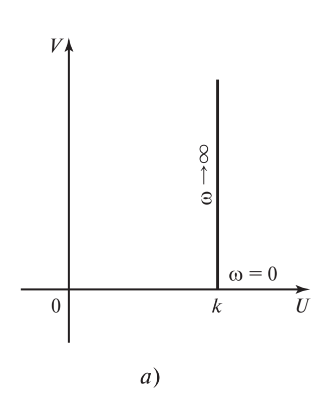
$$A(\omega) = k\sqrt{\omega^2 T^2 + 1}\ ; \quad \psi(\omega) = \mathrm{arctg}\,\omega T;$$

$$L(\omega) = 20\lg k + 20\lg\sqrt{\omega^2 T^2 + 1}\ .$$

Переходная и весовая функции звена могут быть найдены как суммы соответствующих функций идеального дифференцирующего и безынерционного звеньев:

$$h(t) = k\mathbf{1}(t) + kT\delta(t);$$
$$w(t) = k\delta(t) + kT\,\mathrm{d}\delta(t)/\mathrm{d}t.$$

Следует отметить, что идеальное дифференцирующее и форсирующее звенья реализовать не удается. В реальных звеньях такого типа есть хотя бы малая инерционность, замедляющая процессы в звеньях, особенно при больших частотах.



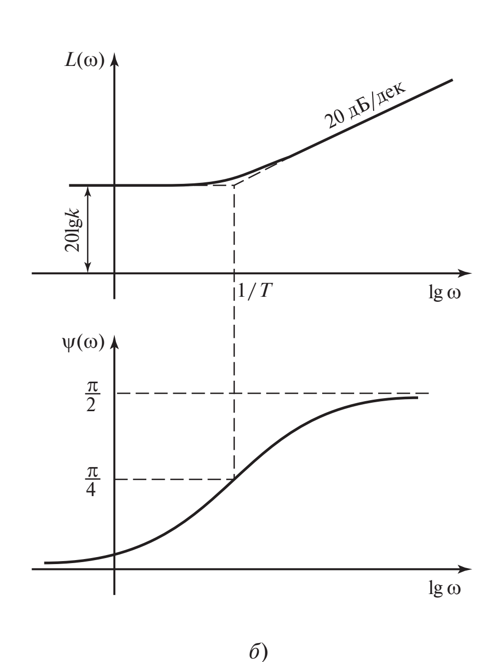


Рис. 5.14. Характеристики форсирующего звена:
обозначения те же, что на рис. 5.13

Реальное дифференцирующее звено или ***дифференцирующее звено с замедлением*** описывается уравнением

$$T\frac{dy}{dt} + y = k\frac{dx}{dt} \qquad (5.65)$$

или передаточной функцией $W(p) = \dfrac{kp}{Tp+1}$.

Частотные и временны́е функции звена имеют вид:

$$W(j\omega) = \frac{jk\omega}{1+j\omega T} = \frac{kT\omega^2}{1+\omega^2T^2} + j\frac{k\omega}{1+\omega^2T^2};$$

$$A(\omega) = \frac{k\omega}{\sqrt{1+\omega^2T^2}};$$

$$\psi(\omega) = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg}\omega T;$$

$$L(\omega) = 20\lg k\omega - 20\lg\sqrt{1+\omega^2T^2};$$

$$h(t) = \frac{k}{T}e^{-t/T};$$

$$w(t) = \frac{k}{T}\delta(t) - \frac{k}{T^2}e^{-t/T}.$$

Характеристики звена представлены на рис. 5.15.

Свойства ***интегродифференцирующего*** или ***упругого звена***, описываемого уравнением

$$T_2\frac{dy}{dt} + y = k\left(T_1\frac{dx}{dt} + x\right), \qquad (5.66)$$

существенно зависят от соотношения постоянных времени T_1 и T_2. Если $\tau = T_1/T_2 < 1$, то звено по своим свойствам приближа-

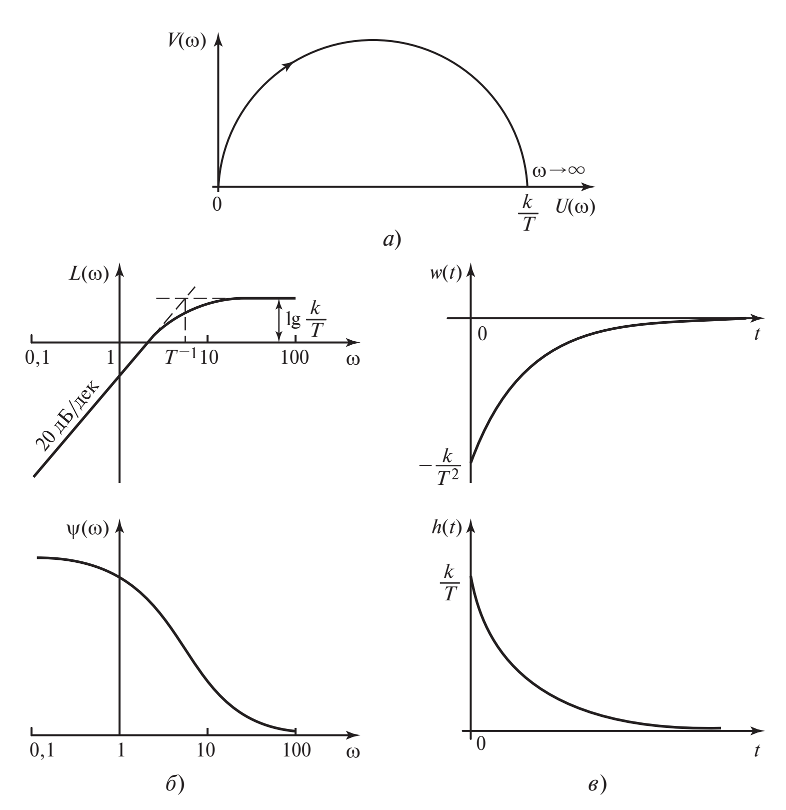


Рис. 5.15. Характеристики реального дифференцирующего звена:
обозначения те же, что на рис. 5.12

ется к интегрирующим и апериодическим звеньям, если $\tau > 1$, то звено ближе к дифференцирующим звеньям.

Передаточная функция звена имеет вид

$$W(p) = \frac{k(T_1 p + 1)}{T_2 p + 1}.$$

Частотную передаточную функцию можно представить в двух формах:

$$W(j\omega) = \frac{k(1 + T_1 T_2 \omega^2)}{1 + \omega^2 T_2^2} + j\frac{k(T_1 - T_2)\omega}{1 + \omega^2 T_2^2}$$

или

$$W(j\omega) = k\sqrt{\frac{1 + \omega^2 T_1^2}{1 + \omega^2 T_2^2}}\, e^{j\,\mathrm{arctg}\,\frac{(T_1 - T_2)\omega}{1 + T_1 T_2 \omega^2}}$$

и по ним построить частотные характеристики звена, показанные на рис. 5.16 для двух значений коэффициента τ.

Звено чистого запаздывания воспроизводит входной сигнал на выходе без искажения, но с отставанием на постоянный

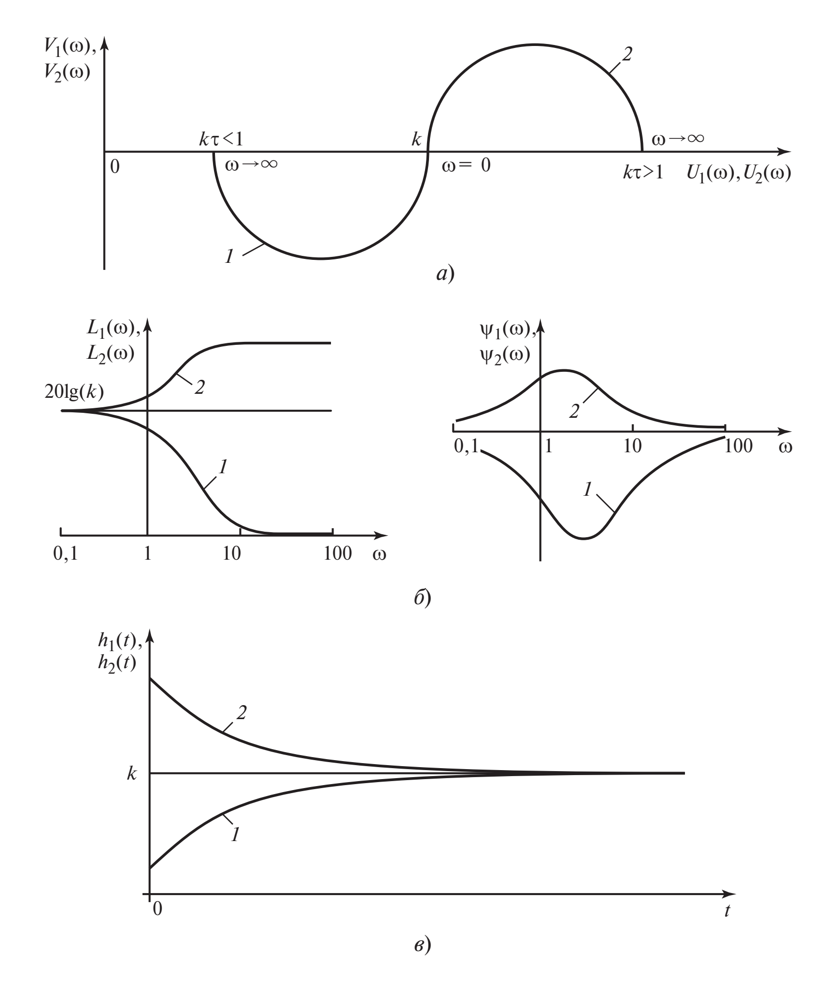


Рис. 5.16. Характеристики интегродифференцирующего звена:

а — АФХ; *б* — логарифмические частотные характеристики; *в* — переходные характеристики; *1* — при $\tau < 1$; *2* — при $\tau > 1$

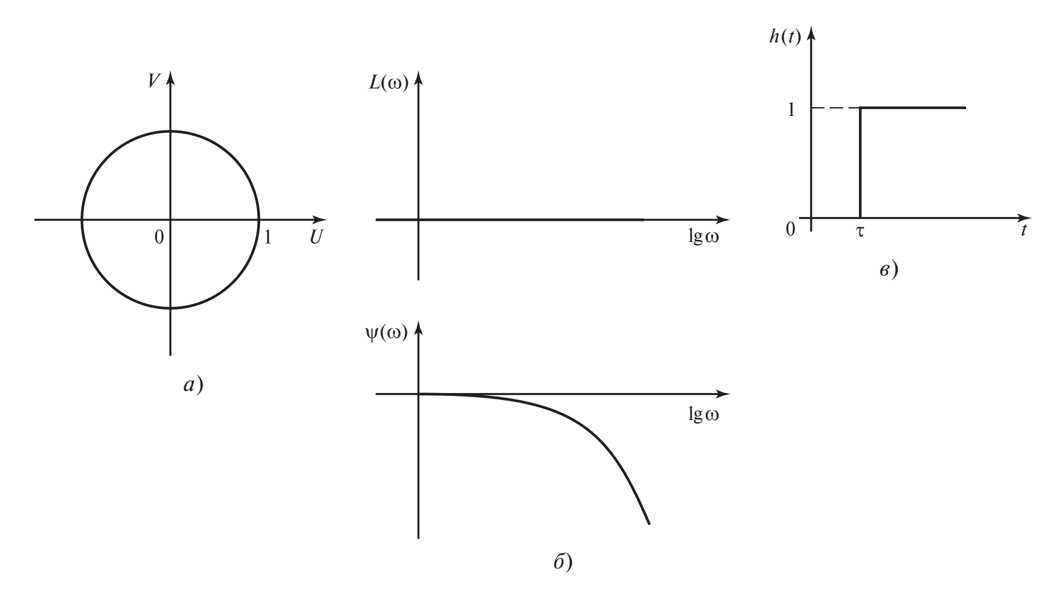


Рис. 5.17. Характеристики звена чистого запаздывания:
а — АФХ; *б* — логарифмические частотные характеристики; *в* — переходная характеристика

интервал времени τ. Звено описывается уравнением

$$y(t) = x(t - \tau). \qquad (5.67)$$

Передаточную функцию звена найдем, преобразовав уравнение (5.67) по Лапласу, откуда по определению

$$W(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \mathrm{e}^{-p\tau}. \qquad (5.68)$$

Заметим, что в отличие от всех рассмотренных ранее типовых звеньев САР, имевших дробно-рациональные передаточные функции, у звена чистого запаздывания она трансцендентна.

Частотная передаточная функция имеет вид

$$W(j\omega) = \mathrm{e}^{-j\omega\tau} = \cos\omega\tau - j\sin\omega\tau.$$

Ей соответствуют частотные функции

$$U(\omega) = \cos\omega\tau; \quad V(\omega) = -\sin\omega\tau;$$

$$A(\omega) = 1; \quad \psi(\omega) = -\omega\tau; \quad L(\omega) = 0.$$

Временны́е функции найдем непосредственно по уравнению звена (5.67):

$$h(t) = \mathbf{1}(t - \tau); \quad w(t) = \delta(t - \tau).$$

Частотные и переходная характеристики звена показаны на рис. 5.17. Амплитудно-фазовая характеристика представляет собой окружность единичного радиуса с центром в начале координат. Каждой ее точке соответствует бесконечное множество частот.

5.3. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ САР И ИХ ПРЕОБРАЗОВАНИЕ

Математическая модель системы автоматического регулирования графически изображается в виде *структурной схемы.* Звенья на ней представляют прямоугольниками, внутри которых записывают передаточные функции или указывают характеристики. Входные и выходные величины звеньев записывают в виде оригиналов или изображений по Лапласу. Связи между звеньями показывают стрелками. Суммирование или вычитание (сравнение) сигналов осуществляется в алгебраических сумматорах, которые изображаются в виде круга, разделенного на секторы. Сектор, на который подается вычитаемый (сравниваемый)

сигнал, затемняется или перед ним ставится знак «минус».

Любая структурная схема может быть представлена конечной комбинацией попарно соединенных между собой звеньев. Разновидностей соединений только три: последовательное, параллельное и охват обратной связью.

При ***последовательном соединении звеньев*** (рис. 5.18) выходная величина одного звена является входной для другого. Исключив из системы уравнений

$$\left.\begin{aligned} Y_1(p) &= W_1(p)X(p); \\ Y(p) &= W_2(p)Y_1(p) \end{aligned}\right\}$$

промежуточную переменную $Y_1(p)$, получим

$$Y(p) = W_1(p)W_2(p)X(p) = W(p)X(p),$$

где

$$W(p) = W_1(p)W_2(p) \qquad (5.69)$$

представляет собой передаточную функцию последовательного соединения двух звеньев.

Обобщая (5.69) на произвольное число n последовательно соединенных звеньев, находим

$$W(p) = \prod_{k=1}^{n} W_k(p). \qquad (5.70)$$

Следовательно, при преобразовании структурных схем цепь последовательно соединенных звеньев можно заменить одним звеном с передаточной функцией $W(p)$, равной произведению передаточных функций отдельных звеньев.

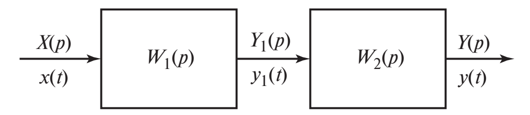


Рис. 5.18. Последовательное соединение звеньев в САР

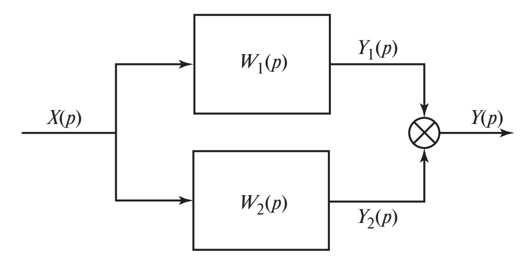


Рис. 5.19. Параллельное соединение звеньев в САР

Правило (5.70) справедливо и для частотных передаточных функций:

$$W(j\omega) = \prod_{k=1}^{n} W_k(j\omega). \qquad (5.71)$$

При ***параллельном соединении звеньев*** (рис. 5.19) входная величина является общей для обоих звеньев, а выходные величины суммируются:

$$Y(p) = W_1(p)X(p) + W_2(p)X(p) = W(p)X(p),$$

следовательно,

$$W(p) = W_1(p) + W_2(p). \qquad (5.72)$$

Обобщая (5.72) на произвольное число n параллельно соединенных звеньев, получаем

$$W(p) = \sum_{k=1}^{n} W_k(p). \qquad (5.73)$$

Таким образом, совокупность параллельно соединенных звеньев можно заменить одним звеном с передаточной функцией $W(p)$, равной сумме передаточных функций отдельных звеньев.

Правило (5.73) справедливо и для частотных передаточных функций:

$$W(j\omega) = \sum_{k=1}^{n} W_k(j\omega). \qquad (5.74)$$

При ***охвате звена обратной связью*** выходной сигнал этого звена другим звеном (звеном обратной связи) возвращается на его вход, где алгебраически суммируется с входным сигналом соединения (рис. 5.20). Если сигнал Y_2 обратной связи

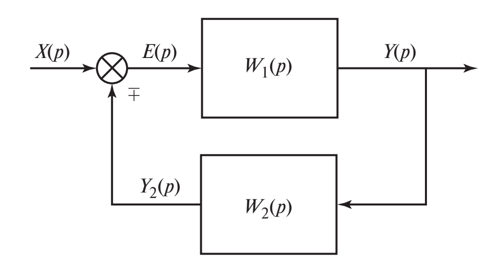


Рис. 5.20. Охват звена обратной связью

вычитается из входного воздействия X, т.е. $E = X - Y_2$, то обратную связь называют *отрицательной.* При положительной обратной связи $E = X + Y_2$.

Для рассматриваемого соединения можно записать:

$$\left.\begin{aligned} Y(p) &= W_1(p)E(p); \\ Y_2(p) &= W_2(p)Y(p); \\ E(p) &= X(p) \mp Y_2(p). \end{aligned}\right\} \quad (5.75)$$

Последнее уравнение — уравнение алгебраического сумматора — называется *уравнением замыкания*. Исключив из системы уравнений (5.75) переменные Y_2 и E, получим:

$$Y(p) = W_1(p)[X(p) \mp W_2(p)Y(p)],$$

или

$$Y(p) = W(p)X(p),$$

где

$$W(p) = \frac{W_1(p)}{1 \pm (W_1)(p)W_2(p)} \quad (5.76)$$

— передаточная функция замкнутого контура соединения с обратной связью. Знак «плюс» в знаменателе (5.76) соответствует отрицательной обратной связи, а знак «минус» — положительной.

Обратные связи, в подавляющем большинстве случаев отрицательные, широко применяются в системах автоматического регулирования для придания им необходимых свойств (см. § 10.3).

Пример 5.3. Интегрирующее звено с передаточной функцией $W_1(p) = 1/(Tp)$ охвачено единичной отрицательной обратной связью с передаточной функцией $W_2(p) = 1$. Найти передаточную функцию $W(p)$ этого соединения.

Согласно (5.76) имеем

$$W(p) = \frac{1/(Tp)}{1 + 1/(Tp)} = \frac{1}{Tp + 1}.$$

Получен важный результат, широко используемый в системах автоматического регулирования, в том числе в САР турбин: интегрирующее звено, имеющее неблагоприятные динамические свойства, будучи охваченным отрицательной обратной связью, становится эквивалентным апериодическому звену первого порядка.

Пример 5.4. Безынерционное звено с очень большим коэффициентом передачи (усиления) охвачено отрицательной обратной связью с передаточной функцией $W_{\text{о.с}}(p)$. Найти передаточную функцию соединения.

В соответствии с (5.76)

$$W(p) = \frac{k}{1 + kW_{\text{о.с}}(p)} = \frac{1}{1/k + W_{\text{о.с}}(p)} \cong \frac{1}{W_{\text{о.с}}(p)}. \quad (5.77)$$

Выражение (5.77) показывает замечательную особенность рассматриваемой структуры: ее свойства целиком определяются только свойствами звена обратной связи, что широко используется в электрических регуляторах и в элементах аналоговой вычислительной техники для придания им свойств, которые другим способом получить затруднительно.

При преобразовании структурных схем в целях приведения их к желаемому виду, например к цепи последовательно соединенных звеньев для построения логарифмических частотных характеристик или применения критерия устойчивости Найквиста (см. § 7.5), кроме использования (5.70), (5.73) и (5.76) возникает необходимость переноса и перестановки сумматоров и узлов съема сигналов. Действующие при этом правила достаточно просты и очевидны [6].

5.4. ОБЩИЙ МЕТОД СОСТАВЛЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ САР

Дифференциальные уравнения линейной системы автоматического регулирования всегда могут быть записаны в виде:

$$\left.\begin{aligned} &d_{11}(p)x_1+k_{12}(p)x_2+\ldots+k_{1m}(p)x_m=f_1(t);\\ &k_{21}(p)x_1+d_{22}(p)x_2+\ldots+k_{2m}(p)x_m=f_2(t);\\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\ &k_{m1}(p)x_1+k_{m2}(p)x_2+\ldots+d_{mm}(p)x_m=f_m(t),\end{aligned}\right\} \quad (5.78)$$

где $x_1(t)$, $x_2(t)$, …, $x_m(t)$ — обобщенные координаты системы, в том числе регулируемая величина $x(t)$; $f_1(t)$, $f_2(t)$, …, $f_m(t)$ — возмущающие и управляющие воздействия; $d_{kk}(p)$ — собственный оператор k-го звена; $k_{ij}(p)$ — оператор воздействия j-го звена на i-е; $p \equiv \mathrm{d}/\mathrm{d}t$ — оператор дифференцирования.

Благодаря действию принципа суперпозиции без потери общности можно принять, что к системе приложены только два воздействия — возмущающее $f(t)$ и задающее $g(t)$.

При исследованиях САР в ряде случаев желательно ее математическую модель представить не системой уравнений (5.78), а одним дифференциальным уравнением высокого порядка относительно интересующей переменной, в качестве которой обычно выбирается регулируемая величина или ошибка регулирования. Для этого из системы уравнений надо исключить все переменные, кроме выбранной.

Примем для определенности $x_1(t) = x(t)$, $f_1(t) = f(t)$; $f_2(t) = g(t)$ и, воспользовавшись теоремой Крамера, получим дифференциальное уравнение САР относительно регулируемой величины $x(t)$:

$$x(t) = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad (5.79)$$

где Δ — главный определитель системы

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_{11} & k_{12} & \ldots & k_{1m} \\ k_{21} & d_{22} & \ldots & k_{2m} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ k_{m1} & k_{m2} & \ldots & d_{mm} \end{vmatrix}, \quad (5.80)$$

а Δ_1 — присоединенный определитель, полученный заменой первого столбца в главном определителе столбцом, составленным из правых частей уравнений системы (5.78):

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} f(t) & k_{12} & \ldots & k_{1m} \\ g(t) & d_{22} & \ldots & k_{2m} \\ 0 & k_{32} & \ldots & k_{3m} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ 0 & k_{m2} & \ldots & d_{mm} \end{vmatrix}. \quad (5.81)$$

Уравнение (5.79) и есть искомое дифференциальное уравнение высокого порядка относительно $x(t)$. Будем записывать его в виде

$$A(p)x(t) = K(p)g(t) + N(p)f(t), \quad (5.82)$$

где

$$A(p) = \Delta; \quad (5.83)$$

$$K(p) = -\begin{vmatrix} k_{12} & k_{13} & \ldots & k_{1m} \\ k_{32} & d_{33} & \ldots & k_{3m} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ k_{m2} & k_{m3} & \ldots & d_{mm} \end{vmatrix}; \quad (5.84)$$

$$N(p) = \begin{vmatrix} d_{22} & k_{23} & \ldots & k_{2m} \\ k_{32} & d_{33} & \ldots & k_{3m} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ k_{m2} & k_{m3} & \ldots & d_{mm} \end{vmatrix}. \quad (5.85)$$

Полином $A(p)$ степени n определяет свободное движение САР. Он называется *характеристическим полиномом* и может быть представлен в виде

$$A(p) = a_0p^n + a_1p^{n-1} + \ldots + \\ + a_{n-1}p + a_n, \qquad (5.86)$$

где $a_0, a_1, \ldots, a_n$ — постоянные коэффициенты.

Полином $K(p)$ определяет влияние задающего воздействия $g(t)$ на характер изменения регулируемой величины $x(t)$. Выражение $K(p)g(t)$ заведомо не равно нулю в системах программного регулирования и в следящих системах. В системах автоматической стабилизации, в которых $g(t) = \text{const}$, всегда можно выбрать начало отсчета координат так, чтобы стало $g(t) = 0$, что упрощает (5.82).

Полином $N(p)$ степени $m < n$ определяет влияние возмущающего воздействия $f(t)$ на характер изменения $x(t)$. В уравнении (5.82) учтено только одно возмущение $f(t)$, действующее на систему регулирования. В общем случае таких возмущений может быть несколько. Принцип суперпозиции дает возможность учесть их влияние по отдельности и просуммировать результаты.

Если для какого-нибудь возмущения $f_l(t)$ полином $N_l(p) = 0$, то САР называют *инвариантной* относительно этого воздействия.

При известных функциях времени в правой части (5.82) это дифференциальное уравнение может быть проинтегрировано, т.е. найдено изменение регулируемой координаты $x(t)$.

5.5. СОСТАВЛЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ САР ПО ЕЕ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЕ

Одним из эффективных методов составления дифференциального уравнения САР является метод, основанный на использовании ее структурной схемы.

Рассмотрим одноконтурную САР с единичной обратной связью. При любой сложности системы в результате преобразования структурной схемы ее можно представить в виде, показанном на рис. 5.21.

Передаточную функцию разомкнутой системы $W(p)$ предполагаем известной. Задающее воздействие $g(t)$ проходит через всю систему. Возмущающее воздействие $f(t)$ может быть приложено в любом месте, но всегда можно выделить ту часть системы, через которую возмущение $f(t)$ проходит на выход $x(t)$. Представим ее передаточной функцией $W_f(p)$. Тогда для выходной переменной $x(t)$ можно записать

$$X(p) = W(p)E(p) + W_f(p)F(p). \qquad (5.87)$$

Для замкнутой системы добавим уравнение замыкания

$$E(p) = G(p) - X(p). \qquad (5.88)$$

Решив уравнения (5.87) и (5.88) совместно, получим

$$X(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)}G(p) + \\ + \frac{W_f(p)}{1 + W(p)}F(p), \qquad (5.89)$$

или

$$X(p) = \Phi(p)G(p) + \Phi_f(p)F(p), \qquad (5.90)$$

где

$$\Phi(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)} \qquad (5.91)$$

— передаточная функция замкнутой системы по задающему воздействию (при $f(t) = 0$);

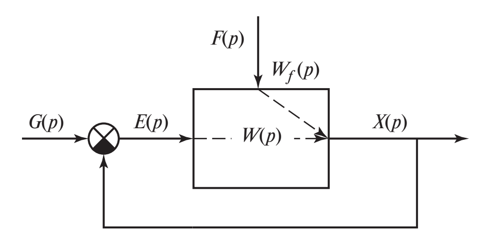


Рис. 5.21. Одноконтурная САР с единичной обратной связью

$$\Phi_f(p) = \frac{W_f(p)}{1 + W(p)} \qquad (5.92)$$

— передаточная функция замкнутой системы по возмущающему воздействию (при $g(t) = 0$).

Передаточную функцию одноконтурной САР в разомкнутом состоянии можно представить в виде

$$W(p) = \prod_{i=1}^{m} W_i(p) = \frac{\prod_{i=1}^{m} k_i(p)}{\prod_{i=1}^{m} d_i(p)} = \frac{K(p)}{D(p)}, \qquad (5.93)$$

где $D(p)$ — произведение собственных операторов звеньев; $K(p)$ — произведение операторов воздействия.

Передаточную функцию замкнутой САР по задающему воздействию теперь можно записать в виде

$$\Phi(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)} = \frac{K(p)/D(p)}{1 + K(p)/D(p)} =$$

$$= \frac{K(p)}{D(p) + K(p)}. \qquad (5.94)$$

Приравняв к нулю полиномы в знаменателях передаточных функций $W(p)$ и $\Phi(p)$, получим характеристические уравнения разомкнутой САР

$$D(p) = 0 \qquad (5.95)$$

и замкнутой САР

$$A(p) = D(p) + K(p) = 0. \qquad (5.96)$$

Передаточную функцию замкнутой САР по возмущающему воздействию можно представить в виде

$$\Phi_f(p) = \frac{W_f(p)}{1 + W(p)} = \frac{N(p)}{D(p) + K(p)}, \qquad (5.97)$$

где многочлен $N(p)$ зависит от места приложения возмущающего воздействия.

Умножив обе части уравнения замкнутой системы

$$X(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)} G(p) + \frac{W_f(p)}{1 + W(p)} F(p) =$$

$$= \frac{K(p)}{A(p)} G(p) + \frac{N(p)}{A(p)} F(p)$$

на общий знаменатель $A(p)$ и перейдя к оригиналам, получим дифференциальное уравнение замкнутой САР относительно регулируемой величины $x(t)$

$$A(p)x(t) = K(p)g(t) + N(p)f(t),$$

совпадающее с (5.82).

5.6. УРАВНЕНИЯ САР В ПЕРЕМЕННЫХ СОСТОЯНИЯ

В предшествующих параграфах этой главы уравнения САР и ее звеньев записывались в *переменных входы-выходы*, т.е. в реальных физических переменных, действующих на систему или звено (входы) и характеризующих динамические процессы (выходы). Именно в таком виде представлена система дифференциальных уравнений (5.78) линейной САР n-го порядка.

Оставив регулируемую величину (как представляющую наибольший интерес выходную переменную) и самые существенные входные переменные (управляющее и возмущающее воздействия) и исключив остальные переменные, получим уравнение вида (5.82).

Более единообразное по форме математическое описание САР можно получить, если вместо всех или некоторых выходных переменных x ввести другие переменные y и представить дифференциальные уравнения системы в нормальной форме Коши:

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(y_1, y_2, \ldots, y_n; u_1, u_2, \ldots, u_l) \qquad (5.98)$$

$$(i = 1, 2, \ldots, n).$$

Здесь $y_1, y_2, \ldots, y_n$ — *переменные состояния*, характеризующие процессы в САР, изменяющиеся под влиянием внешних воздействий $u_1, u_2, \ldots, u_l$.

При преобразовании уравнений к форме (5.98) переменные состояния y не всегда оказываются физическими переменными, причем число их обычно превышает число интересующих исследователя выходных переменных x, которые выражаются через переменные состояния однозначными функциональными зависимостями

$$x_j = \varphi_j(y_1, y_2, \ldots, y_n) \ (j = 1, 2, \ldots, m). \quad (5.99)$$

После линеаризации функций в правых частях (5.98) и (5.99) в окрестности исследуемого равновесного состояния системы получим:

$$\frac{\mathrm{d}y_i}{\mathrm{d}t} = \sum_{k=1}^{n} a_{ik}\, y_k + \sum_{k=1}^{l} b_{ik}\, u_k \quad (i = 1, 2, \ldots, n); \quad (5.100)$$

$$x_j = \sum_{k=1}^{n} c_{jk}\, y_k \quad (j = 1, 2, \ldots, m), \quad (5.101)$$

где $a_{ik} = \partial f_i / \partial y_k$, $b_{ik} = \partial f_i / \partial u_k$, $c_{jk} = \partial \varphi_j / \partial y_k$ — постоянные коэффициенты, равные значениям частных производных этих функций по соответствующим переменным в точке разложения.

Более компактно уравнения (5.100) и (5.101) записываются в *векторной* (*матричной*) *форме*:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}\mathbf{y}}{\mathrm{d}t} &= \mathbf{A}\mathbf{y} + \mathbf{B}\mathbf{u}; \\ \mathbf{x} &= \mathbf{C}\mathbf{y}, \end{aligned}\right\} \quad (5.102)$$

где $\mathbf{y} = [y_1, y_2, \ldots, y_n]^{\mathrm{T}}$, $\mathbf{u} = [u_1, u_2, \ldots, u_l]^{\mathrm{T}}$, $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \ldots, x_m]^{\mathrm{T}}$ — векторы-столбцы соответственно переменных состояния, входных и выходных величин (индексом «т» обозначена операция транспонирования); **A**, **B** и **C** — матрицы коэффициентов;

$\mathbf{A} = [a_{ik}]$ — квадратная матрица размера $n \times n$;

$\mathbf{B} = [b_{ik}]$ — прямоугольная матрица размера $n \times l$;

$\mathbf{C} = [c_{ik}]$ — прямоугольная матрица размера $m \times n$.

Уравнениям (5.102) соответствует *структурная схема многомерной САР*, представленная на рис. 5.22, где двойными стрелками отражено то, что входные и выходные переменные, а также переменные состояния являются векторами.

Для системы с одним входом ($l = 1$) и одним выходом ($m = 1$) уравнения (5.102) упрощаются:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}\mathbf{y}}{\mathrm{d}t} &= \mathbf{A}\mathbf{y} + \mathbf{b}u; \\ x &= \mathbf{c}^{\mathrm{T}}\mathbf{y}. \end{aligned}\right\} \quad (5.103)$$

Здесь векторы входных и выходных величин стали скалярными функциями $\mathbf{u} = u(t)$ и $\mathbf{x} = x(t)$, матрица **B** превратилась в вектор-столбец **b** размерностью $n \times 1$, а матрица **C** — в вектор-строку $\mathbf{c}^{\mathrm{T}}$ размерностью $1 \times n$.

Преобразовав по Лапласу уравнения (5.102) при нулевых начальных условиях, получим

$$\left.\begin{aligned} [p\mathbf{I} - \mathbf{A}]\mathbf{Y}(p) &= \mathbf{B}\mathbf{U}(p); \\ \mathbf{X}(p) &= \mathbf{C}\mathbf{Y}(p), \end{aligned}\right\} \quad (5.104)$$

где $\mathbf{Y}(p)$, $\mathbf{U}(p)$, $\mathbf{X}(p)$ — векторы-столбцы изображений компонент векторов-столбцов, входящих в уравнения (5.102); **I** — единичная матрица.

Из первого уравнения (5.104) находим в явном виде вектор изображений переменных состояния

$$\mathbf{Y}(p) = [p\mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1}\mathbf{B}\mathbf{U}(p), \quad (5.105)$$

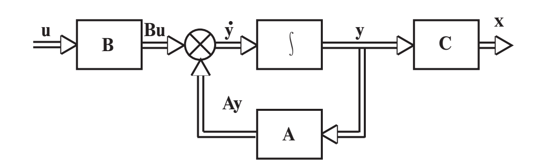


Рис. 5.22. Структурная схема многомерной САР

где $[p\mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1}$ — матрица, обратная для $[p\mathbf{I} - \mathbf{A}]$.

Подставив (5.105) во второе уравнение (5.104), найдем

$$\mathbf{X}(p) = \mathbf{C}[p\mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1}\mathbf{B}\mathbf{U}(p)\ , \quad (5.106)$$

или

$$\mathbf{X}(p) = \mathbf{W}(p)\mathbf{U}(p), \quad (5.107)$$

где

$$\mathbf{W}(p) = \mathbf{C}[p\mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1}\mathbf{B} \quad (5.108)$$

— *матричная передаточная функция системы*. Элементы матрицы $\mathbf{W}(p)$ представляют собой передаточные функции $W_{ij}(p)$ от входа u_j к выходу x_i.

В случае системы с одним входом и одним выходом передаточная матрица (5.108) примет вид

$$\mathbf{W}(p) = \mathbf{c}^{\mathrm{T}}[p\mathbf{I} - \mathbf{A}]^{-1}\mathbf{b}. \quad (5.109)$$

Основным преимуществом уравнений в переменных состояния является простота одинаковых по форме уравнений первого порядка, что позволяет получить единообразные алгоритмы для численного анализа и синтеза систем на ЭВМ. Очевидные достоинства имеет и описание САР в физических переменных входы-выходы. Это приводит к тому, что при исследованиях САР используются оба способа представления ее математической модели. Выбор того или иного из них определяется спецификой решаемой задачи.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какое основное допущение лежит в основе линеаризации уравнений динамических звеньев САР?
2. В чем состоят отличия линеаризованного уравнения звена САР от исходного нелинейного уравнения этого звена?
3. Какие нелинейности звена САР относятся к линеаризуемым?
4. Каковы стандартные формы записи уравнения звена САР?
5. Что представляет собой передаточная функция звена САР и как она может быть найдена по его уравнению?
6. Как по передаточной функции звена САР находится его частотная передаточная функция?
7. Что представляет собой амплитудно-фазовая частотная характеристика и как она может быть построена?
8. Почему АФЧХ звена САР обычно строится только для положительных значений частоты?
9. Как могут быть определены экспериментально амплитудная и фазовая частотные характеристики звена и каков их физический смысл?
10. Что представляют собой переходная и весовая функции звена САР и каково соотношение между ними?
11. Как переходная и весовая функции звена САР выражаются через его передаточную функцию?
12. Как через весовую функцию звена САР можно определить реакцию звена на произвольное входное воздействие при нулевых начальных условиях?
13. Как математическая модель САР изображается в виде структурной схемы?
14. Каковы основные виды соединений звеньев САР и передаточные функции этих соединений?
15. Каков общий метод составления дифференциального уравнения САР по уравнениям ее звеньев?
16. Как находится характеристический полином САР и что он определяет?
17. В каком случае САР называют инвариантной по отношению к некоторому возмущающему воздействию?
18. Как передаточные функции замкнутой САР по задающему и по возмущающему воздействиям выражаются через передаточную функцию разомкнутой САР?
19. Каково основное преимущество записи уравнений САР в переменных состояния?

Глава шестая

УРАВНЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ САР ТУРБИН

6.1. УРАВНЕНИЕ РОТОРА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

К ротору конденсационной паровой турбины, приводящей синхронный электрический регулятор, приложены вращающий момент $M_т$, развиваемый паром на рабочих лопатках, и момент сил сопротивления со стороны генератора $M_г$. Неустановившееся движение ротора описывается уравнением

$$J\frac{d\omega}{dt} = M_т - M_г. \qquad (6.1)$$

На установившемся режиме работы

$$\tilde{M}_т - \tilde{M}_г = 0. \qquad (6.2)$$

Здесь и везде в дальнейшем тильдой отмечены величины, относящиеся к равновесному режиму, отклонение от которого рассматривается.

Вычтем из уравнения динамики (6.1) почленно уравнение статики (6.2). Тогда уравнение ротора примет вид

$$J\frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \Delta M_т - \Delta M_г, \qquad (6.3)$$

где введены обозначения: $\Delta M_т = M_т - \tilde{M}_т$; $\Delta M_г = M_г - \tilde{M}_г$; $\Delta\omega = \omega - \tilde{\omega}$.

Момент движущих сил в турбине определяется зависимостью

$$M_т = \frac{GH_0\eta_{oe}}{\omega}, \qquad (6.4)$$

где G — расход пара через турбину; H_0 — располагаемый теплоперепад; η_{oe} — относительный эффективный КПД турбины.

При неизменных начальных и конечных параметрах пара можно принять, что H_0 = = const, а так как КПД зависит от режима работы турбины, т.е. от расхода пара G, то

$$M_т = M_т(G, \omega). \qquad (6.5)$$

Сделаем существенное предположение о том, что между регулирующими клапанами и соплами первой ступени паровой объем настолько мал, что его аккумулирующей способностью можно пренебречь. В этом случае расход пара определяется положением регулирующих органов турбины или кинематически с ними связанного поршня сервомотора. Следовательно, не только в статике, но и в динамике можно принять $G = G(z)$ и тогда

$$M_т = M_т(z, \omega). \qquad (6.6)$$

Момент сил сопротивления генератора при изолированной его работе зависит от угловой скорости ω и изменения во времени нагрузки потребителей, т.е.

$$M_г = M_г(\omega, t). \qquad (6.7)$$

Рассматривая малые отклонения режима от равновесного, разложим функции (6.6) и (6.7) в ряд Тейлора по степеням малых Δz и $\Delta\omega$. Отбросив члены высшего порядка малости, получим

$$\Delta M_т = \frac{\partial M_т}{\partial z}\Delta z + \frac{\partial M_т}{\partial\omega}\Delta\omega;$$

$$\Delta M_г = \frac{\partial M_г}{\partial\omega}\Delta\omega + \Delta M_г(t).$$

Здесь $\Delta M_г(t)$ — изменение момента нагрузки потребителей, возможно скачкообразное, представляющее по отношению к турбине внешнее воздействие.

Подставив выражения для $\Delta M_т$ и $\Delta M_г$ в (6.3) и перенеся члены, содержащие выход-

ную координату $\Delta\omega$, в левую часть уравнения, получим

$$J\frac{d(\Delta\omega)}{dt} + \left(\frac{\partial M_г}{\partial\omega} - \frac{\partial M_т}{\partial\omega}\right)\Delta\omega = \frac{\partial M_т}{\partial z}\Delta z - \Delta M_г(t). \qquad (6.8)$$

Введем *безразмерные координаты* $\Delta\omega/(\delta\omega_0)$ и $\Delta z/z_0$, выбрав в качестве базовых значений координат их изменение «на неравномерность», т.е. отвечающее изменению нагрузки от нуля до номинальной. Условимся здесь и в дальнейшем эти базовые значения обозначать нижним индексом «нуль», делая исключение только для регулируемого параметра, где этим индексом по традиции отмечается номинальное значение. Таким образом, в качестве базовых значений координат выбраны $\delta\omega_0 = \omega_{х.х} - \omega_{н.н}$ и $z_0 = z_{н.н} - z_{х.х}$.

Разделим все члены уравнения (6.8) на номинальный крутящий момент турбины M_0 и перейдем к безразмерным координатам:

$$\frac{J\delta\omega_0}{M_0}\frac{d}{dt}\left(\frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0}\right) + \frac{\left(\frac{\partial M_г}{\partial\omega} - \frac{\partial M_т}{\partial\omega}\right)\delta\omega_0}{M_0}\frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0} = \frac{\frac{\partial M_т}{\partial z}z_0}{M_0}\frac{\Delta z}{z_0} - \frac{\Delta M_г(t)}{M_0}.$$

Приняв для безразмерных координат обозначения Стодолы $\varphi = \Delta\omega/(\delta\omega_0)$ и $\mu = \Delta z/z_0$, перепишем уравнение ротора в окончательном виде

$$T_\varphi\frac{d\varphi}{dt} + k_с\varphi = k_\mu\mu - \lambda, \qquad (6.9)$$

где

$$T_\varphi = J\delta\omega_0/M_0 \qquad (6.10)$$

— *постоянная времени ротора*;

$$k_с = \frac{\left(\frac{\partial M_г}{\partial\omega} - \frac{\partial M_т}{\partial\omega}\right)\delta\omega_0}{M_0} \qquad (6.11)$$

— *параметр саморегулирования* (*самовыравнивания*);

$$k_\mu = \frac{\frac{\partial M_т}{\partial z}z_0}{M_0} \qquad (6.12)$$

— коэффициент передачи по управляющему воздействию;

$$\lambda = \Delta M_г(t)/M_0 \qquad (6.13)$$

— относительное изменение внешней нагрузки генератора.

Оценим значения констант, входящих в уравнение (6.9). Начнем с параметра (коэффициента) саморегулирования.

Моментная характеристика турбины, построенная при неизменном положении регулирующих органов, близка к прямолинейной (рис. 6.1). С учетом малости отклонений угловой скорости и крутящего момента она может быть заменена касательной в точке, соответствующей установившемуся режиму, в качестве которого выберем режим номинальной нагрузки при номинальной угловой скорости. Тогда касательная отсечет на осях координат отрезки, равные $2\omega_0$ и $2M_0$, а уравнение ее запишется в виде

$$M_т = 2M_0 - \frac{M_0}{\omega_0}\omega.$$

Отсюда находим

$$\frac{\partial M_т}{\partial\omega} = -\frac{M_0}{\omega_0}. \qquad (6.14)$$

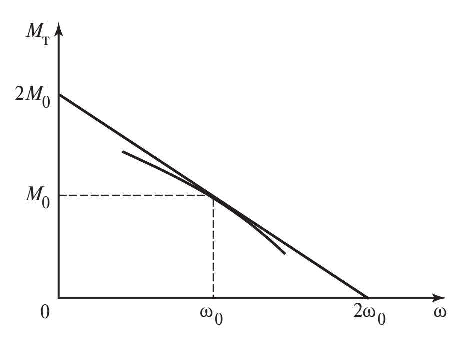


Рис. 6.1. Моментная характеристика турбины $M_т(\omega)$ при неизменном положении регулирующих клапанов

Зависимость момента сил сопротивления на валу генератора от угловой скорости определяется характером нагрузки. Так, при преобладающей осветительной нагрузке момент генератора вообще не зависит от угловой скорости, т.е. $\partial M_г/\partial\omega = 0$, двигатели металлорежущих станков дают линейную зависимость, а значит, $\partial M_г/\partial\omega = M_0/\omega_0$, привод центробежных насосов и воздуходувных машин — квадратичную, следовательно, $\partial M_г/\partial\omega = 2M_0/\omega_0$. Для комбинированной нагрузки можно принять

$$\frac{\partial M_г}{\partial\omega} = \alpha\frac{M_0}{\omega_0}, \qquad (6.15)$$

где $\alpha = 0 \ldots 2$ в зависимости от состава нагрузки сети.

Подставив (6.14) и (6.15) в (6.11), получим

$$k_с = (\alpha + 1)\delta. \qquad (6.16)$$

Как уже отмечалось в § 2.1, саморегулирование турбоагрегата зависит от раствора моментных характеристик турбины и генератора в точке их пересечения. Этим раствором определяется зависимость от угловой скорости *восстанавливающего момента* ΔM, ускоряющего или тормозящего ротор турбогенератора. Как следует из (6.11), изменению угловой скорости на значение неравномерности $\delta\omega_0$ соответствует $\Delta M = k_сM_0$ (рис. 6.2).

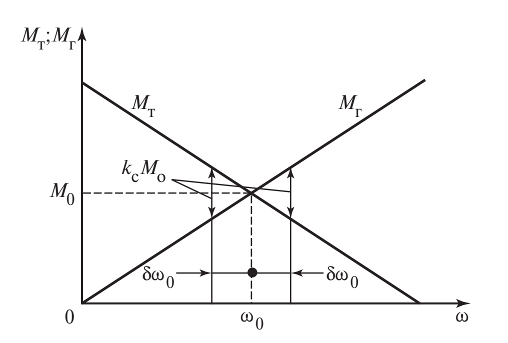


Рис. 6.2. Восстанавливающий момент, определяющий саморегулирование

Оценим теперь значение коэффициента передачи по управляющему воздействию k_μ. Рассмотрим статические характеристики регулирования, построенные в координатах z, $M_т$, ω (рис. 6.3). Если бы характеристика $M_т = M_т(z)$ соответствовала ω = const, то было бы $k_\mu = 1$. В действительности $\omega \neq$ $\neq$ const, а $\partial M_т/\partial z$ вычисляется при ω = const. Поэтому в моментной характеристике должна быть выделена составляющая, обусловленная саморегулированием. Как было только что показано, при изменении угловой скорости на величину $\delta\omega_0$ возникает восстанавливающий момент ΔM. Следовательно, регулирующими органами турбины должна быть уравновешена только часть момента нагрузки, а именно $(1 - k_с)M_0$. Эта величина определяет наклон статической характеристики $M_т = M_т(z)$, пересчитанной на условие ω = const и пока-

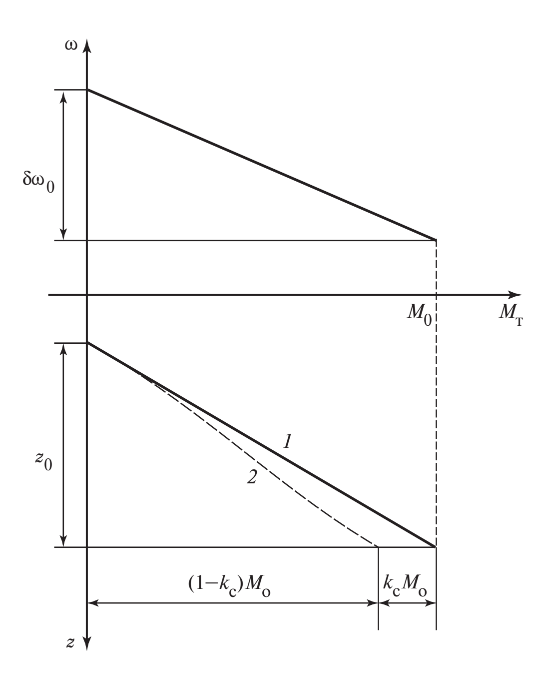


Рис. 6.3. Статические характеристики регулирования турбины:

1 — при ω = var; *2* — при ω = const

занной на рис. 6.3 штриховой линией. По ней находим

$$k_\mu = \frac{\partial M_т}{\partial z} z_0 \Big/ M_0 = \frac{(1-k_с)M_0}{M_0} =$$

$$= 1 - k_с. \qquad (6.17)$$

С учетом (6.17) запишем уравнение ротора в виде

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} + k_с\varphi = (1-k_с)\mu - \lambda(t). \qquad (6.18)$$

Параметр саморегулирования $k_с$ был определен для режима номинальной мощности. При снижении нагрузки моментные характеристики турбины и генератора становятся более пологими (рис. 6.4), раствор характеристик, а следовательно, и коэффициент саморегулирования уменьшаются. На холостом ходу $k_с \approx 0$. Это обстоятельство, а также то, что даже максимальное значение $k_с$ имеет порядок δ, дают основание при исследовании динамики регулирования конденсационных паровых турбин во многих случаях пренебрегать саморегулированием на всех режимах, приняв $k_с = 0$. Тогда уравнение (6.18) упростится и примет вид

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} = \mu - \lambda(t), \qquad (6.19)$$

соответствующий уравнению интегрирующего звена.

Постоянная времени ротора T_φ имеет ясный физический смысл: *она равна времени, в течение которого угловая скорость ротора повысится на значение неравномерности регулирования $\delta\omega_0$ под действием номинального момента M_0*. Это обстоятельство может быть использовано для экспериментального определения величины T_φ.

Перепишем (6.10) в виде

$$T_\varphi = \delta\frac{J\omega_0}{M_0} = \delta T_\psi, \qquad (6.20)$$

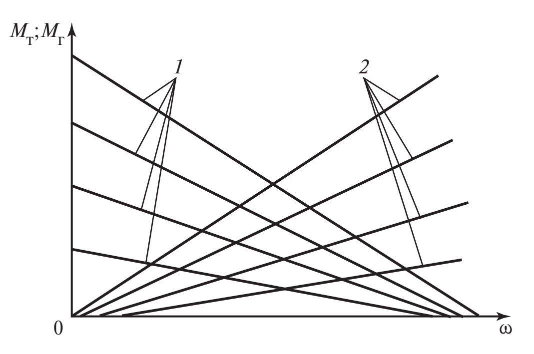


Рис. 6.4. Моментные характеристики турбины $M_т(\omega)$ и генератора $M_г(\omega)$ при изменении нагрузки: *1* — характеристики турбины; *2* — характеристики генератора

Таблица 6.1

Значения постоянной времени T_ψ для турбоагрегатов ТЭС

Тип турбины/генератора	$J_т$, т · м^2	$J_г$, т · м^2	$N_э$, МВт	T_ψ, с
АК-100-1/Т-2-100-2	4,39	5,74	100	10,0
ВК-100-2/Т-2-100-2	4,67	5,74	100	10,3
ВК-100-2/ТВФ-100-2	4,67	3,24	100	7,8
К-160-130/ТВ2-150-2	7,11	7,49	150	9,6
К-160-130/ТВВ-165-2	7,11	4,37	150	6,85
К-200-130/ТВВ-200-2	8,73	5,59	200	7,05
К-200-130/ТГВ-200	8,73	6,24	200	7,4
К-300-240/ТГВ-300	11,98	7,76	300	6,5
К-300-240/ТВВ-320-2	11,98	7,49	300	6,4
К-800-240/ТВВ-800-2	27,7	15,22	800	5,3

где

$$T_\psi = \frac{J\omega_0}{M_0} \quad (6.21)$$

— так называемое *полное время ротора*. Так как величины $\omega_0 = 2\pi n_0/60$ и $M_0 = N_0/\omega_0$ по существу заданы стандартом, а момент инерции валопровода однозначно определяется конструкциями турбины и генератора, то постоянная T_ψ есть некоторая величина, характерная для данной серии турбоагрегатов. Следует отметить, что с прогрессом турбо- и генераторостроения, связанным с ростом единичных мощностей, повышением экономичности теплового цикла, форсировкой охлаждения генератора и другими факторами, постоянная T_ψ уменьшается. Эта тенденция частично нарушается при переходе к турбоагрегатам АЭС, особенно тихоходным.

В качестве примера в табл. 6.1 приведены значения моментов инерции турбины $J_т$ и генератора $J_г$, а также постоянной времени T_ψ для некоторых турбоагрегатов ТЭС различной мощности $N_э$ с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$ [44].

6.2. УРАВНЕНИЕ ПАРОВОГО ОБЪЕМА

Сделанное при выводе уравнения ротора допущение о том, что аккумулирующей способностью парового объема между регулирующими клапанами турбины и ее первой ступенью можно пренебречь, выполняется, если клапаны располагаются непосредственно на корпусе турбины, как это часто принималось в турбинах докритических параметров пара. В современных паровых турбинах сверхкритических параметров для создания условий более быстрого и равномерного прогрева цилиндров турбины и повышения ее маневренности регулирующие клапаны располагают рядом с турбиной и соединяют с ней паропроводами достаточно большого диаметра. Аккумулирующей способностью такого парового объема пренебречь уже нельзя.

На динамику регулирования турбины существенное влияние оказывают камеры регулируемых и регенеративных отборов, перепускные трубы между цилиндрами и другие емкости. Что касается такого аккумулятора пара, как тракт промежуточного перегрева, то его наличие меняет свойства турбины как объекта регулирования, является определяющим в выборе числа и расположения парозапорных органов систем регулирования и защиты, накладывает отпечаток на структуру системы регулирования.

Вывод уравнения парового объема выполним на примере емкости между регулирующими клапанами и проточной частью турбины (рис. 6.5), иногда называемой первым паровым объемом. Его аккумулирующая способность сказывается на том, что при изменении положения клапанов расход пара в турбину G_1 отличается от расхода пара $G_{кл}$, прошедшего через клапаны. При открытии клапанов масса пара, аккумулирующегося в емкости, будет возрастать и, следовательно, $G_1 < G_{кл}$. При закрытии клапанов, наоборот, $G_1 > G_{кл}$. В дальнейшем для упрощения рассуждений примем, что турбина имеет дроссельное парораспределение с одним клапаном. Параметры пара в объеме будем считать сосредоточенными.

Масса пара, аккумулирующегося в емкости постоянного объема V в единицу времени, определяется разностью массо-

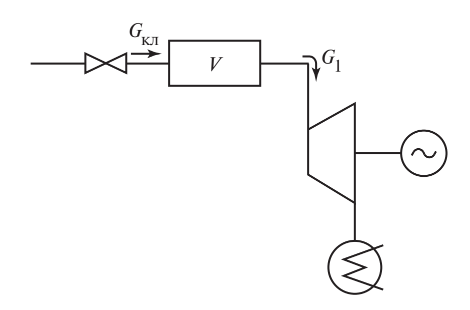


Рис. 6.5. Аккумулирующая емкость между регулирующими клапанами и проточной частью турбины

вых расходов пара, поступающего в емкость и выходящего из нее:

$$V\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = G_{кл} - G_1, \qquad (6.22)$$

где ρ — плотность пара.

На установившемся режиме работы турбины плотность пара в емкости не меняется:

$$\tilde{G}_{кл} - \tilde{G}_1 = 0. \qquad (6.23)$$

Вычтя почленно из уравнения динамики (6.22) уравнение статики (6.23), получим

$$V\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = \Delta G_{кл} - \Delta G_1, \qquad (6.24)$$

где $\Delta G_{кл} = G_{кл} - \tilde{G}_{кл}$; $\Delta G_1 = G_1 - \tilde{G}_1$.

Основным параметром, характеризующим состояние пара в емкости, является давление p. Предположим, что неустановившийся процесс изменения состояния пара в емкости является политропным, т.е.

$$p\rho^{-n} = \tilde{p}\,\tilde{\rho}^{-n}, \qquad (6.25)$$

где n — показатель политропы; $\tilde{p}$, $\tilde{\rho}$ — давление и плотность пара в емкости на установившемся режиме.

Продифференцировав (6.25), найдем

$$\mathrm{d}p = \frac{n\tilde{p}\rho^{n-1}}{\tilde{\rho}^n}\mathrm{d}\rho = \frac{n\tilde{p}}{\tilde{\rho}^n}(\tilde{\rho} + \Delta\rho)^{n-1}\mathrm{d}\rho =$$

$$= \frac{n\tilde{p}}{\tilde{\rho}^n}[\tilde{\rho}^{n-1} + (n-1)\tilde{\rho}^{n-2}\Delta\rho + \ldots]\mathrm{d}\rho =$$

$$= \frac{n\tilde{p}}{\tilde{\rho}}\left[1 + (n-1)\frac{\Delta\rho}{\tilde{\rho}} + \ldots\right]\mathrm{d}\rho.$$

При малых отклонениях от равновесного режима можно пренебречь членом $(n-1)\Delta\rho/\tilde{\rho}$ по сравнению с единицей. Тогда получим

$$\mathrm{d}\rho = \frac{\tilde{\rho}}{n\tilde{p}}\mathrm{d}p.$$

Подставив это выражение в (6.24), найдем

$$\frac{\tilde{\rho}V}{n\tilde{p}}\frac{\mathrm{d}(\Delta p)}{\mathrm{d}t} = \Delta G_{кл} - \Delta G_1. \qquad (6.26)$$

Расход пара через клапан $G_{кл}$ зависит от давления свежего пара $p_{с.п}$, положения клапана z и давления в емкости p. Упростим задачу, приняв аккумулирующую способность котла настолько большой, что в процессе регулирования параметры свежего пара перед регулирующим клапаном остаются постоянными. Тогда

$$G_{кл} = G_{кл}(z, p). \qquad (6.27)$$

Расход пара G_1, вытекающего из емкости и проходящего через турбину, зависит от давлений в емкости и за турбиной или отсеком, если в проточной части имеется еще хотя бы одна емкость, разбивающая ее на отсеки. Примем, что такой емкости нет. Тогда для конденсационной турбины влиянием давления за ней на расход пара G_1 можно пренебречь и определять его по формуле Стодолы

$$\frac{G_1}{\tilde{G}_1} = \frac{p}{\tilde{p}}\sqrt{\frac{\tilde{T}}{T}}. \qquad (6.28)$$

В рассматриваемом процессе температура в емкости меняется незначительно, и влиянием температурного множителя в (6.28) также можно пренебречь и принять, что расход пара через турбину меняется пропорционально давлению перед ней, т.е.

$$\frac{G_1}{\tilde{G}_1} = \frac{p}{\tilde{p}}. \qquad (6.29)$$

Для малых отклонений режима от равновесного можно записать

$$\Delta G_{кл} = \frac{\partial G_{кл}}{\partial p}\Delta p + \frac{\partial G_{кл}}{\partial z}\Delta z;$$

$$\Delta G_1 = \frac{\partial G_1}{\partial p}\Delta p.$$

Подставив выражения для $\Delta G_{кл}$ и ΔG_1 в (6.26) и перейдя к относительным координа-

там* $\pi = \Delta p/p_0$ и $\mu = \Delta z/z_0$, где $p_0 = p_{\text{н.н}} - p_{\text{х.х}}$ — изменение давления в емкости при изменении режима работы турбины от номинальной мощности до холостого хода, после простых преобразований получим

$$\frac{\tilde{\rho} V}{n\tilde{p}\left(\frac{\partial G_1}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial p}\right)} \frac{d}{dt}\left(\frac{\Delta p}{p_0}\right) + \frac{\Delta p}{p_0} = \frac{\frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial z} z_0}{\left(\frac{\partial G_1}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial p}\right) p_0} \frac{\Delta z}{z_0}.$$

Введя обозначения для *постоянной времени парового объема*

$$T_\pi = \frac{\tilde{\rho} V}{n\tilde{p}\left(\frac{\partial G_1}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial p}\right)} \qquad (6.30)$$

и коэффициента передачи по управляющему воздействию

$$k_\mu = \frac{\frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial z} z_0}{\left(\frac{\partial G_1}{\partial p} - \frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial p}\right) p_0}, \qquad (6.31)$$

запишем уравнение парового объема в окончательном виде

$$T_\pi \frac{d\pi}{dt} + \pi = k_\mu \mu, \qquad (6.32)$$

представляющем собой уравнение апериодического звена первого порядка.

Расход пара через клапан можно найти по приближенной формуле

$$G_{\text{кл}} = \mu_{\text{кл}} F_{\text{кл}} B_0 p_{\text{с.п}} (RT_{\text{с.п}})^{-0,5}. \qquad (6.33)$$

Здесь $\mu_{\text{кл}}$ — коэффициент расхода, определяемый по экспериментальным данным для выбранного типа клапана; $p_{\text{с.п}}$, $T_{\text{с.п}}$ — параметры свежего пара; $F_{\text{кл}}$ — площадь живого сечения клапана; R — газовая постоянная; B_0 — коэффициент Бендемана

$$B_0 = \frac{\chi}{1 - \varepsilon_*} \sqrt{1 - 2\varepsilon_*(1-\varepsilon) - \varepsilon^2}, \qquad (6.34)$$

где $\chi = \sqrt{2k/(k+1)}$; $\varepsilon_* = p_*/p_{\text{с.п}} = 0{,}545$; $\varepsilon = p/p_{\text{с.п}}$; p_* — критическое давление.

Частные производные $\partial G_1/\partial p$ и $\partial G_{\text{кл}}/\partial p$ найдем дифференцированием (6.29) и (6.33):

$$\frac{\partial G_1}{\partial p} = \frac{\tilde{G}}{\tilde{p}}; \qquad (6.35)$$

$$\frac{\partial G_{\text{кл}}}{\partial p} = \frac{2\chi\mu_{\text{кл}} F_{\text{кл}} (RT_{\text{с.п}})^{-0,5} (\varepsilon_* - \tilde{\varepsilon})}{(1-\varepsilon_*)\sqrt{1 - 2\varepsilon_*(1-\tilde{\varepsilon}) - \tilde{\varepsilon}^2}}. \qquad (6.36)$$

Выражение (6.36) справедливо для $\tilde{\varepsilon} > \varepsilon_*$, так как при $\tilde{\varepsilon} \le \varepsilon_*$ расход пара через клапан не зависит от давления за ним и $\partial G_{\text{кл}}/\partial p = 0$. Отметим, что на всех остальных режимах $G_{\text{кл}}/\partial p < 0$.

Производная $\partial G_{\text{кл}}/\partial z$ вычисляется по расходной характеристике клапана при $p = \tilde{p} = \text{const}$.

Показатель политропы n в (6.30) меняется в пределах $1 \le n \le k$. При слабом теплообмене процесс приближается к изоэнтропическому ($n = k$), а при интенсивном — к изотермическому ($n = 1$).

Так как производные $\partial G_{\text{кл}}/\partial p$ и $\partial G_{\text{кл}}/\partial z$ зависят от режима работы турбины (от значений $\tilde{p}$ и $\tilde{z}$), то не остаются неизменными и величины T_π и k_μ. Поэтому при исследовании устойчивости САР постоянные T_π и k_μ вычисляются для тех режимов, устойчивость которых исследуется. При изучении влияния емкости на переходные процессы регулирования и в первом приближении при исследовании устойчивости

---

* При выводе уравнения парового объема, чтобы избежать обозначения одной буквой ρ разных величин: плотности и относительной координаты $\Delta p/p_0$, последняя была обозначена буквой π. В дальнейшем в тех случаях, когда не может возникнуть недоразумений, будет использоваться чаще применяемое обозначение $\rho = \Delta p/p_0$.

задачу часто упрощают, вводя средние значения T_π и k_μ. Среднее значение k_μ оценим, применив уравнение (6.32) к начальному и конечному состояниям процесса. Так как при этом $d\pi/dt = 0$, то $\pi = k_\mu \mu$. Подставив значения $\pi = 1$ и $\mu = 1$ (режим номинальной мощности), получим $k_\mu = 1$. Поэтому в дальнейшем уравнение парового объема часто будет записываться в виде

$$T_\pi \frac{d\pi}{dt} + \pi = \mu . \qquad (6.37)$$

В заключение отметим, что при наличии первого парового объема несколько изменится уравнение ротора турбины, так как теперь расход пара в турбину в динамике будет определяться не положением регулирующего клапана, а давлением в емкости за ним, т.е.

$$M_т = M_т(p, \omega).$$

Повторяя вывод уравнения ротора, после всех упрощений найдем его в виде

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} = \pi - \lambda(t) . \qquad (6.38)$$

6.3. УРАВНЕНИЯ РЕГУЛЯТОРОВ

6.3.1. Регулятор частоты вращения

Уравнение центробежного регулятора частоты вращения выведем на основе идеализированной модели регулятора, представленной выше (см. рис. 3.36).

Как было показано в § 3.3, на регулятор действуют две силы, определяющие его конфигурацию: центробежная (регулирующая) сила $C(\omega, x)$ и упругая (поддерживающая) сила пружины $E(x)$.

При установившемся режиме работы с угловой скоростью $\tilde{\omega}$ груз регулятора находится в положении равновесия, определяемом координатой $\tilde{x}$. При этом

$$\tilde{C}(\tilde{\omega}, \tilde{x}) - \tilde{E}(\tilde{x}) = 0 . \qquad (6.39)$$

При отклонении режима от равновесного согласно второму закону Ньютона можно записать

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} = C(\omega, x) - E(x) . \qquad (6.40)$$

Здесь для общности принято, что при неустановившемся движении на груз регулятора действует также сила сопротивления, пропорциональная скорости его движения.

Вычтя почленно из уравнения динамики (6.40) уравнение статики (6.39), получим

$$m \frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} + \alpha \frac{d(\Delta x)}{dt} = \Delta C - \Delta E , \qquad (6.41)$$

где при малых отклонениях $\Delta x = x - \tilde{x}$ и $\Delta\omega = \omega - \tilde{\omega}$

$$\Delta C = \frac{\partial C}{\partial \omega}\Delta\omega + \frac{\partial C}{\partial x}\Delta x ; \quad \Delta E = \frac{\partial E}{\partial x}\Delta x .$$

Подставив выражения для ΔC и ΔE в (6.41) и перейдя к безразмерным координатам $\eta = \Delta x / x_0$ и $\varphi = \Delta\omega/(\delta\omega_0)$, запишем уравнение регулятора в стандартной форме

$$\frac{m}{\frac{\partial E}{\partial x} - \frac{\partial C}{\partial x}} \frac{d^2}{dt^2}\left(\frac{\Delta x}{x_0}\right) + \frac{\alpha}{\frac{\partial E}{\partial x} - \frac{\partial C}{\partial x}} \frac{d}{dt}\left(\frac{\Delta x}{x_0}\right) +$$

$$+ \frac{\Delta x}{x_0} = \frac{\frac{\partial C}{\partial \omega}\delta\omega_0}{\left(\frac{\partial E}{\partial x} - \frac{\partial C}{\partial x}\right) x_0} \frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0} .$$

Введем обозначения:

постоянной времени регулятора

$$T_р^2 = \frac{m}{\frac{\partial E}{\partial x} - \frac{\partial C}{\partial x}} ; \qquad (6.42)$$

постоянной времени катаракта

$$T_к = \frac{\alpha}{\frac{\partial E}{\partial x} - \frac{\partial C}{\partial x}} ; \qquad (6.43)$$

коэффициента передачи по регулирующему воздействию

$$k_\varphi = \frac{\dfrac{\partial C}{\partial \omega}\delta\omega_0}{\left(\dfrac{\partial E}{\partial x} - \dfrac{\partial C}{\partial x}\right)x_0} \qquad (6.44)$$

и запишем уравнение регулятора в окончательном виде

$$T_\text{р}^2 \frac{d^2\eta}{dt^2} + T_\text{к}\frac{d\eta}{dt} + \eta = k_\varphi\varphi. \qquad (6.45)$$

Как следует из (6.45), в зависимости от соотношения постоянных времени $T_\text{р}$ и $T_\text{к}$ регулятор является либо колебательным звеном, либо апериодическим звеном второго порядка.

Заметим, что уравнение (6.45) и выражения для его коэффициентов (6.42)—(6.44) справедливы для любого центробежного регулятора частоты вращения. Для разных конструктивных схем будут меняться только зависимости приведенных к муфте (указателю) регулятора поддерживающей и регулирующей сил от координат x и ω, т.е. вид функций $E(x)$ и $C(\omega, x)$.

Вычислим частные производные в (6.42)—(6.44) для рассмотренной идеализированной модели регулятора. Так как

$$E(x) = k(x - x_*) \text{ и } C(\omega, x) = m\omega^2 x,$$

то

$$\partial E/\partial x = k; \quad \partial C/\partial x = m\tilde{\omega}^2; \quad \partial C/\partial\omega = 2m\tilde{\omega}\tilde{x}. \qquad (6.46)$$

С учетом (6.46) получим

$$T_\text{р} = \sqrt{\frac{m}{k - m\tilde{\omega}^2}}; \quad T_\text{к} = \frac{\alpha}{k - m\tilde{\omega}^2}; \quad k_\varphi = \frac{2m\tilde{\omega}\tilde{x}\delta\omega_0}{(k - m\tilde{\omega}^2)x_0}. \qquad (6.47)$$

Оценим среднее значение коэффициента передачи k_φ в пределах хода регулятора на неравномерность. Рассмотрим два равновесных положения регулятора при угловых скоростях $\tilde{\omega}$ и $\tilde{\omega} + \delta\omega_0$, для которых имеем

$$m\tilde{\omega}^2\tilde{x} = k(\tilde{x} - x_*); \qquad (6.48)$$

$$m(\tilde{\omega} + \delta\omega_0)^2(\tilde{x} + x_0) = k(\tilde{x} + x_0 - x_*). \qquad (6.49)$$

Вычтя (6.48) почленно из (6.49) и приняв во внимание, что при $\tilde{\omega} \approx \omega_0$ на основании статической характеристики регулятора (рис. 6.6) $\delta\omega_0 \ll \tilde{\omega}$ и $x_0 \ll \tilde{x}$, получим $2m\tilde{\omega}\tilde{x}\delta\omega_0 \approx (k - m\tilde{\omega}^2)x_0$, откуда следует $k_\varphi \approx 1$.

В заключение отметим, что для современных быстроходных упругих регуляторов частоты вращения, таких как регуляторы МЭИ и ЛМЗ, характерны очень малая масса грузов и ход на неравномерность при сравнительно большой поддерживающей силе. При таких условиях $T_\text{р} \approx 0$. Поскольку в этих регуляторах практически отсутствуют силы трения, а катаракт специально не выполняется, то и $T_\text{к} \approx 0$. В результате дифференциальное уравнение регулятора (6.45) заменится алгебраическим

$$\eta = k_\varphi\varphi \qquad (6.50)$$

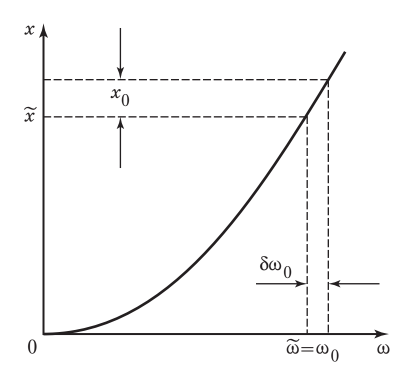


Рис. 6.6. Статическая характеристика всережимного центробежного регулятора частоты вращения

или еще более простым

$$\eta = \varphi \qquad (6.51)$$

с учетом того, что $k_\varphi \approx 1$.

Регулятор, описываемый уравнением (6.50) или (6.51), называется *идеальным*. Он представляет собой безынерционное звено, которое без запаздывания воспроизводит все изменения регулируемой величины.

6.3.2. Регулятор давления

Уравнение регулятора давления выведем применительно к простейшему поршневому регулятору, представленному на рис. 3.53.

К поршню регулятора приложены две силы: регулирующая $A(p) = pF$ и поддерживающая (усилие пружины) $E(x) = R_0 + kx$. Здесь p — регулируемое давление; F — активная площадь поршня; R_0 — усилие первоначальной затяжки пружины; k — жесткость пружины; x — координата поршня.

На установившемся режиме работы

$$A(\tilde{p}) - E(\tilde{x}) = 0\,. \qquad (6.52)$$

При малом отклонении от равновесного режима, характеризуемом величинами $\Delta p = p - \tilde{p}$ и $\Delta x = x - \tilde{x}$, на основании закона Ньютона можно записать

$$\bar{m}\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = A(p) - E(x)\,, \qquad (6.53)$$

где $\bar{m}$ — приведенная масса перемещающихся элементов регулятора, включающая в себя массу жидкости в соединительной трубке; α — коэффициент пропорциональности между силами жидкостного трения и скоростью движения поршня. Силы сухого трения считаем пренебрежимо малыми.

Вычитая (6.52) из (6.53) почленно

$$\bar{m}\frac{\mathrm{d}^2(\Delta x)}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}(\Delta x)}{\mathrm{d}t} = \Delta A - \Delta E\,,$$

подставляя

$$\Delta A = \frac{\partial A}{\partial p}\Delta p = F\Delta p\,;$$

$$\Delta E = \frac{\partial E}{\partial p}\Delta x = k\Delta x$$

и переходя к безразмерным координатам $\eta = \Delta x/x_0$ и $\rho = \Delta p/(\delta_p p_0)$, где δ_p — степень неравномерности регулирования давления; p_0 — номинальное значение регулируемого параметра (давления), получаем

$$\frac{\bar{m}}{k}\frac{\mathrm{d}^2\eta}{\mathrm{d}t^2} + \frac{\alpha}{k}\frac{\mathrm{d}\eta}{\mathrm{d}t} + \eta = \frac{F\delta_p p_0}{kx_0}\rho\,,$$

или

$$T_{\text{р}}^2\frac{\mathrm{d}^2\eta}{\mathrm{d}t^2} + T_{\text{к}}\frac{\mathrm{d}\eta}{\mathrm{d}t} + \eta = k_\rho\,\rho\,. \qquad (6.54)$$

Здесь $T_{\text{р}} = \sqrt{\bar{m}/k}$ — постоянная времени регулятора; $T_{\text{к}} = \alpha/k$ — постоянная времени катаракта; $k_\rho = F\delta_p p_0/(kx_0) = 1$ — коэффициент передачи по регулирующему воздействию.

Следует еще раз подчеркнуть, что приведенная масса регулятора существенно зависит от массы жидкости, заполняющей цилиндр регулятора (m_1) и соединительную трубку (m_2). Если пренебречь массой поршня и связанных с ним элементов регулятора, то

$$\bar{m} = m_1 + m_2\frac{F^2}{f^2}\,, \qquad (6.55)$$

где F — площадь поршня; f — площадь поперечного сечения соединительной трубки.

Из (6.55) следует, что особенно неблагоприятным является подсоединение регулятора длинной трубкой малого поперечного сечения.

Уравнение (6.54) по форме ничем не отличается от уравнения регулятора частоты вращения (6.45). В современных регуляторах давления, таких, например, как

мембранно-ленточный регулятор А.В. Щегляева (см. рис. 3.55), можно принять $T_р = T_к \approx \approx 0$. Тогда уравнение регулятора давления запишется в виде

$$\eta = \rho, \qquad (6.56)$$

что соответствует идеальному регулятору давления, представляющему собой безынерционное звено.

6.4. УРАВНЕНИЕ СЕРВОМОТОРА С ОТСЕЧНЫМ ЗОЛОТНИКОМ

Рассмотрим двусторонний сервомотор с отсечным золотником и поступательно перемещающимся поршнем, схема которого представлена на рис. 6.7.

Примем, что к штоку поршня приложена нагрузка

$$S = R \pm Q, \qquad (6.57)$$

где R — паровые усилия на клапанах и силы пружин, действующие на клапаны или непосредственно на поршень сервомотора; Q — силы трения в механизме привода клапанов. Двойной знак перед силой Q указывает, что она всегда направлена навстречу движению поршня. Силой тяжести заведомо можно пренебречь. Расчеты также показывают, что можно пренебречь и силами инерции, которые возникают

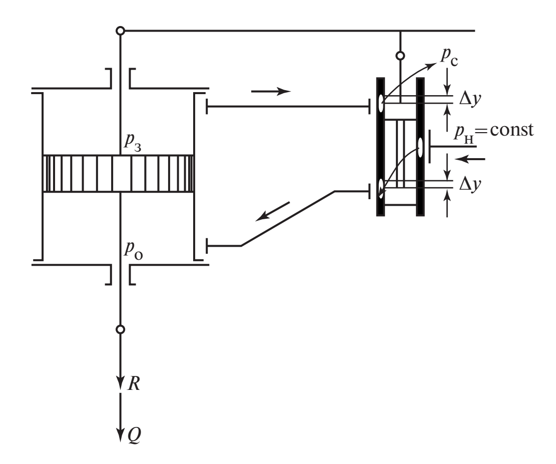


Рис. 6.7. Схема двустороннего сервомотора с отсечным золотником

при ускорении масс, движущихся вместе с поршнем, в том числе массы масла в подводящих и отводящих маслопроводах.

При смещении отсечного золотника из среднего положения, например вниз, как показано на рис. 6.7, масло из напорной линии с давлением $p_н$ начнет поступать в нижнюю полость сервомотора, а верхняя полость соединится со сливной линией с давлением $p_с$. Пренебрегая утечками в сервомоторе, можно записать

$$\left.\begin{aligned} F_о\frac{dz}{dt} &= \mu_з by\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_н - p_о)}; \\ F_з\frac{dz}{dt} &= \mu_з by\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_з - p_с)}; \end{aligned}\right\} \qquad (6.58)$$

где $F_о$, $F_з$ — активные площади поверхностей поршня сервомотора, давление на которые вызывает его движение на открытие или закрытие регулирующих клапанов; $p_о$, $p_з$ — давления масла в соответствующих полостях сервомотора; $\mu_з$ — коэффициент расхода; b — ширина прямоугольных окон в буксе золотника; $y = \Delta y$ — смещение золотника, отсчитываемое от среднего положения, в котором $\tilde{y} = 0$.

Скорость движения поршня сервомотора определится из уравнения движения, которое, если пренебречь силами инерции, совпадет с уравнением равновесия:

$$p_о F_о = p_з F_з + S. \qquad (6.59)$$

Значения давлений $p_о$ и $p_з$, найденные из (6.58), подставим в уравнение (6.59) и решим его относительно скорости движения поршня dz/dt:

$$\frac{dz}{dt} = \mu_з by\sqrt{\frac{2}{\rho}\,\frac{p_н F_о - p_с F_з - S}{F_о^3 + F_з^3}}\,. \qquad (6.60)$$

Перейдем к безразмерным координатам $\mu = \Delta z/z_0$ и $\sigma = \Delta y/y_0$, где y_0 — условный ход золотника на неравномерность. Так как золотник на всех установившихся режимах, в том числе при номинальной нагрузке

и на холостом ходу, занимает среднее положение, где $\tilde{y} = 0$, то значение y_0 можно выбрать произвольно. Как будет показано в § 6.5, этот выбор можно использовать для упрощения уравнения отсечного золотника.

Преобразуем уравнение (6.60) к виду

$$T_{\text{с.о}} \frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} = \sigma, \qquad (6.61)$$

где

$$T_{\text{с.о}} = \frac{z_0}{\mu_{\text{з}} b y_0} \sqrt{\frac{\rho}{2} \frac{F_{\text{о}}^3 + F_{\text{з}}^3}{p_{\text{н}} F_{\text{о}} - p_{\text{с}} F_{\text{з}} - R - Q}} \qquad (6.62)$$

— *постоянная времени сервомотора* при движении его на открытие регулирующих клапанов.

Уравнение движения сервомотора на закрытие регулирующих клапанов имеет точно такой же вид, только постоянная времени несколько изменится, а именно

$$T_{\text{с.з}} = \frac{z_0}{\mu_{\text{з}} b y_0} \sqrt{\frac{\rho}{2} \frac{F_{\text{о}}^3 + F_{\text{з}}^3}{p_{\text{н}} F_{\text{з}} - p_{\text{с}} F_{\text{о}} + R - Q}}. \qquad (6.63)$$

Найдем отношение постоянных времени сервомотора при условии $F_{\text{о}} = F_{\text{з}} = F_{\text{с}}$:

$$\frac{T_{\text{с.з}}}{T_{\text{с.о}}} = \sqrt{\frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{с}})F_{\text{с}} - R - Q}{(p_{\text{н}} - p_{\text{с}})F_{\text{с}} + R - Q}}. \qquad (6.64)$$

Благодаря тому, что усилие R направлено в сторону закрытия регулирующих клапанов, $T_{\text{с.з}}/T_{\text{с.о}} < 1$.

Постоянные времени сервомотора зависят от площади поршня $F_{\text{с}}$. При $R > Q$ характер этих зависимостей показан на рис. 6.8. Кривая $T_{\text{с.о}}(F_{\text{с}})$ имеет минимум, достигаемый при значении $F_{\text{с}}$, которое можно найти из условия $\mathrm{d}T_{\text{с.о}}/\mathrm{d}F_{\text{с}} = 0$, что дает

$$F_{\text{с}} = \frac{3}{2} \frac{R + Q}{p_{\text{н}} - p_{\text{с}}}. \qquad (6.65)$$

С учетом того, что значение силы R известно неточно, особенно динамического воздействия потока пара на клапаны, а силы трения можно лишь оценить, целесообразно выбирать площадь $F_{\text{с}}$ с запасом по

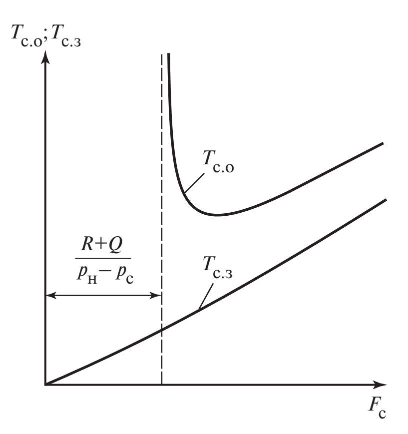


Рис. 6.8. Зависимости постоянных времени сервомотора от площади его поршня

сравнению с ее значением, найденным из условия минимума $T_{\text{с.о}}$.

Зависимость постоянных времени сервомотора от направления его движения, т.е. $T_{\text{с.о}} \neq T_{\text{с.з}}$, делает сервомотор существенно нелинейным элементом, что крайне усложняет исследование динамики регулирования, в частности устойчивости системы. Обычно задачу упрощают выбором этих постоянных одинаковыми и равными либо среднему их значению, либо бóльшему. Следует также отметить, что при увеличении перестановочной силы сервомотора различие между постоянными времени $T_{\text{с.о}}$ и $T_{\text{с.з}}$ уменьшается.

В дальнейшем уравнение сервомотора вне зависимости от направления его движения будем записывать в виде

$$T_{\text{с}} \frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} = \sigma, \qquad (6.66)$$

откуда следует, что он представляет собой интегрирующее звено.

Постоянная времени сервомотора приблизительно равна времени, в течение которого его поршень проходит путь, равный z_0, при неизменном положении отсечного золотника, смещенного из среднего положения на величину y_0.

6.5. УРАВНЕНИЕ ОТСЕЧНОГО ЗОЛОТНИКА

Уравнение отсечного золотника получим для рычажной связи золотника с регулятором частоты вращения и сервомотором (рис. 6.9). Переход к гидравлическим связям не меняет существа дела.

В переходном процессе отсечной золотник отклоняется от среднего положения на величину Δy в результате смещения муфты регулятора на Δx и поршня сервомотора на Δz.

Примем положительными направления смещений: муфты регулятора при увеличении частоты вращения; поршня сервомотора при движении на открытие регулирующих клапанов; золотника, если оно приводит к увеличению открытия клапанов. Тогда получим

$$-\Delta y = \frac{b}{a+b}\Delta x + \frac{a}{a+b}\Delta z\,. \quad (6.67)$$

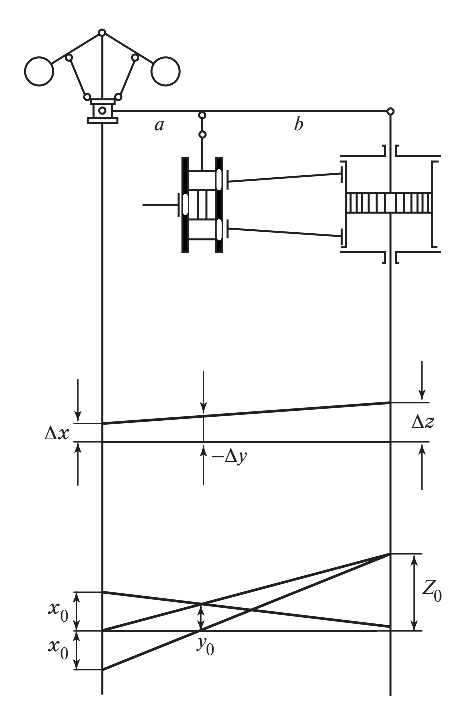


Рис. 6.9. Смещение отсечного золотника

Между ходом муфты регулятора x_0 и перемещением поршня сервомотора z_0, соответствующими изменению угловой скорости на $\delta\omega_0$, существует очевидная связь: $x_0/a = z_0/b$.

Условный ход отсечного золотника на неравномерность y_0 выберем из условия

$$y_0 = \Delta y \quad \text{при } \Delta x = x_0 \text{ и } \Delta z = 0,$$

или

$$y_0 = \Delta y \text{ при } \Delta z = z_0 \text{ и } \Delta x = 0.$$

Тогда

$$y_0 = \frac{b}{a+b}x_0 = \frac{a}{a+b}z_0\,.$$

Разделив обе части уравнения (6.67) на величину y_0, найдем

$$-\frac{\Delta y}{y_0} = \frac{\Delta x}{x_0} + \frac{\Delta z}{z_0}$$

или

$$\sigma = -\eta - \mu, \quad (6.68)$$

что и является уравнением отсечного золотника в безразмерных координатах.

Нетрудно видеть, что при ином выборе величины y_0 один из коэффициентов передачи в правой части уравнения (6.68) был бы отличным от единицы. Отсечной золотник в соответствии с (6.68) является безынерционным звеном.

Подставив в уравнение сервомотора (6.66) величину σ из (6.68), получим

$$T_{\text{c}}\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} + \mu = -\eta\,. \quad (6.69)$$

Таким образом, сервомотор при наличии отрицательной обратной связи со своим отсечным золотником является апериодическим звеном первого порядка и обладает всеми важными свойствами этого звена.

6.6. УРАВНЕНИЯ СЕРВОМОТОРОВ С ПРОТОЧНЫМИ ЗОЛОТНИКАМИ

Рассмотрим сервомотор с проточным золотником при регулировании на сливе (см. рис. 3.28, *а*).

На установившемся режиме работы расход масла $\tilde{Q}_1$, поступающего в импульсную линию через дроссель постоянного сечения площадью f_0, равен расходу масла $\tilde{Q}_2$, сливающегося через сечение площадью f_x, управляемое проточным золотником регулятора частоты вращения:

$$\tilde{Q}_1 - \tilde{Q}_2 = 0. \qquad (6.70)$$

В переходных процессах этот баланс нарушается и поршень сервомотора перемещается:

$$F_c \frac{dz}{dt} = Q_1 - Q_2, \qquad (6.71)$$

где

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= f_0\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_x)} = Q_1(p_x); \\ Q_2 &= f_x\sqrt{\frac{2}{\rho}p_x} = Q_2(p_x, f_x). \end{aligned}\right\} \qquad (6.72)$$

Вычтя из уравнения (6.71) почленно уравнение (6.70), получим

$$F_c \frac{d(\Delta z)}{dt} = \Delta Q_1 - \Delta Q_2, \qquad (6.73)$$

где

$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial p_x}\Delta p_x;$$

$$\Delta Q_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial p_x}\Delta p_x + \frac{\partial Q_2}{\partial f_x}\Delta f_x.$$

Подставив выражения для ΔQ_1 и ΔQ_2 в уравнение (6.73), после простых преобразований найдем

$$\frac{F_c z_0}{\left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_x} - \frac{\partial Q_1}{\partial p_x}\right)p_{x0}} \frac{d}{dt}\left(\frac{\Delta z}{z_0}\right) + \frac{\Delta p_x}{p_{x0}} =$$

$$= -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial f_x} f_{x0}}{\left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_x} - \frac{\partial Q_1}{\partial p_x}\right)p_{x0}} \frac{\Delta f_x}{f_{x0}}.$$

Здесь p_{x0} и f_{x0} — изменения давления в импульсной линии и площади сечения, управляемого проточным золотником, в пределах неравномерности регулирования (рис. 6.10).

Приняв во внимание, что

$$\frac{\Delta p_x}{p_{x0}} = \frac{\Delta p_x F_c}{p_{x0} F_c} = \frac{k\Delta z}{k z_0} = \frac{\Delta z}{z_0} = \mu;$$

$$\frac{\Delta f_x}{f_{x0}} = \frac{b\Delta x}{b x_0} = \frac{\Delta x}{x_0} = \eta,$$

где b — ширина прямоугольных окон в буксе золотника, и введя обозначения:

постоянной времени сервомотора

$$T_c = \frac{F_c z_0}{\left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_x} - \frac{\partial Q_1}{\partial p_x}\right)p_{x0}}; \qquad (6.74)$$

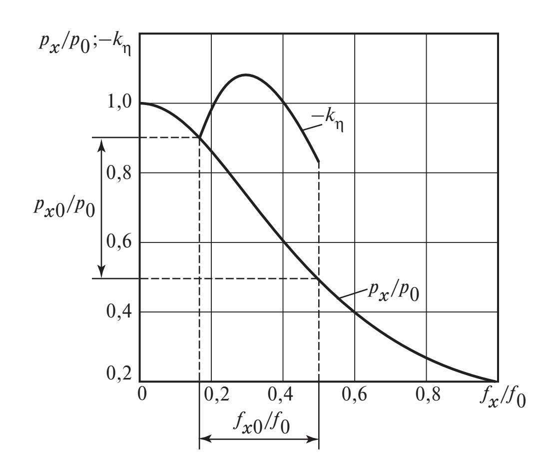


Рис. 6.10. Характеристика импульсной линии в схеме управления сервомотором с проточным золотником при регулировании на сливе

коэффициента передачи

$$k_\eta = -\frac{\frac{\partial Q_2}{\partial f_x} f_{x0}}{\left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_x} - \frac{\partial Q_1}{\partial p_x}\right) p_{x0}}, \quad (6.75)$$

получим уравнение сервомотора с проточным золотником в виде

$$T_c \frac{d\mu}{dt} + \mu = k_\eta \eta. \quad (6.76)$$

Частные производные в (6.74) и (6.75) определяются на основании (6.72):

$$\frac{\partial Q_1}{\partial p_x} = -\frac{\tilde{Q}_1}{2(p_0 - \tilde{p}_x)};$$
$$\frac{\partial Q_2}{\partial p_x} = \frac{\tilde{Q}_2}{2\tilde{p}_x}; \quad \frac{\partial Q_2}{\partial f_x} = \frac{\tilde{Q}_2}{\tilde{f}_x}. \quad (6.77)$$

На рис. 6.10 показано изменение коэффициента передачи в зависимости от f_x/f_0 при выбранных значениях $(p_x/p_0)_{н.н} = 0{,}9$ и $(p_x/p_0)_{х.х} = 0{,}5$. В некоторых задачах во всем рабочем диапазоне можно принять среднее значение $k_\eta \approx -1$.

Сервомотор с проточным золотником и регулированием на сливе имеет существенный недостаток — расход масла на разных режимах работы меняется в широких пределах. Этот недостаток в значительной степени устранен в сервомоторе с управлением на подводе и сливе (см. рис. 3.28, *в*) золотником двойного дросселирования.

Уравнение движения сервомотора выводится аналогично и имеет тот же вид, что и (6.76). С учетом того, что в этой схеме управления сервомотором

$$Q_1 = (f_0 - f_x)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_x)} = Q_1(f_x, p_x);$$

$$Q_2 = f_x\sqrt{\frac{2}{\rho}p_x} = Q_2(f_x, p_x),$$

где f_0 — суммарная площадь сечений подвода масла в импульсную линию и слива из нее, выражение для постоянной времени сервомотора сохраняет вид (6.74), а коэффициент передачи определяется по формуле

$$k_\eta = \frac{(\partial Q_1/\partial f_x - \partial Q_2/\partial f_x) f_{x0}}{(\partial Q_2/\partial p_x - \partial Q_1/\partial p_x) p_{x0}}. \quad (6.78)$$

Здесь $\partial Q_1/\partial f_x = -\tilde{Q}/(f_0 - \tilde{f}_x)$, а остальные производные вычисляются по (6.77).

Зависимость $p_x/p_0 = \psi(f_x/f_0)$ показана на рис. 6.11. Если выбрать рабочий участок этой характеристики, близкий к линейному в диапазоне, например, от $(p_x/p_0)_{н.н} = 0{,}8$ до $(p_x/p_0)_{х.х} = 0{,}2$, то коэффициент передачи k_η меняется в пределах от $-0{,}8$ до $-1{,}13$ при среднем значении $k_\eta \approx -1$.

В заключение выведем уравнение движения промежуточного дифференциального сервомотора с проточным золотником с гидравлическим самовыключением и гидравлической обратной связью от главного сервомотора (см. рис. 2.10).

Если пренебречь массой промежуточного сервомотора и выполненного как одно

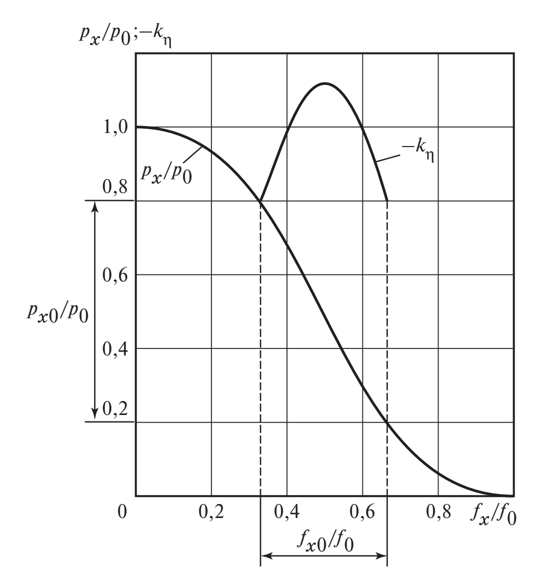


Рис. 6.11. Характеристика импульсной линии в схеме управления сервомотором с проточным золотником при регулировании на подводе и сливе

целое с ним отсечного золотника главного сервомотора, то давление в импульсной линии на установившихся режимах определится из уравнения равновесия и составит $p_x = p_0 F_0 / F_x$. Если пренебречь инерционными нагрузками, то это давление останется неизменным и в динамике.

Уравнение движения сервомотора можно записать в виде

$$F_c \frac{dy}{dt} = \Delta Q_1 - \Delta Q_2 .$$

Так как

$$Q_1 = f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_x)} = \text{const} ;$$

$$Q_2 = (f_x + f_y + f_z)\sqrt{\frac{2}{\rho} p_x} = Q_2(f_x, f_y, f_z) ,$$

то

$$\Delta Q_1 = 0;$$

$$\Delta Q_2 = \frac{\Delta f_x + \Delta f_y + \Delta f_z}{\tilde{f}_x + \tilde{f}_y + \tilde{f}_z} \tilde{Q} .$$

Приняв во внимание, что $f_{x0} = f_{y0} = f_{z0}$, и выбрав $\tilde{f}_x + \tilde{f}_z = \alpha f_{x0}$, $\tilde{f}_y = \beta f_{x0}$, получим

$$\frac{F_c y_0}{\tilde{Q}} (\alpha + \beta) \frac{d}{dt}\left(\frac{\Delta y}{y_0}\right) = -\frac{\Delta f_x}{f_{x0}} - \frac{\Delta f_y}{f_{y0}} - \frac{\Delta f_z}{f_{z0}} .$$

Обозначив

$$\frac{\Delta f_x}{f_{x0}} = \frac{b_x \Delta x}{b_x x_0} = \frac{\Delta x}{x_0} = \eta ; \quad \frac{\Delta f_y}{f_{y0}} = \mu_1;$$

$$\frac{\Delta f_z}{f_{z0}} = \mu_2 ,$$

найдем окончательно

$$T_{c1} \frac{d\mu_1}{dt} + \mu_1 = -\eta - \mu_2 , \qquad (6.79)$$

где постоянная времени сервомотора

$$T_{c1} = \frac{F_c y_0}{\tilde{Q}} (\alpha + \beta) . \qquad (6.80)$$

Уравнение главного сервомотора в этой схеме имеет вид

$$T_{c2} \frac{d\mu_2}{dt} = \mu_1 . \qquad (6.81)$$

Заметим в заключение, что для повышения быстродействия сервомоторов с проточными золотниками, т.е. для уменьшения их постоянных времени T_c, имеются две основные возможности: либо увеличением расхода масла через импульсную линию, либо уменьшением объема сервомотора при смещении его на рабочий ход в пределах неравномерности регулирования. Это особенно отчетливо видно из формулы (6.80).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. При каком допущении можно принять, что расход пара, поступающего в турбину, зависит от положения регулирующего клапана не только в статике, но и в динамике?
2. Как выбраны безразмерные координаты в уравнении ротора?
3. Как значение параметра саморегулирования конденсационной паровой турбины меняется при изменении ее нагрузки?
4. Каков физический смысл постоянной времени ротора турбины?
5. Какова тенденция изменения постоянной времени ротора с прогрессом турбо- и генераторостроения?
6. Почему в турбинах сверхкритических параметров пара нельзя пренебречь влиянием парового объема между регулирующими клапанами и первой ступенью турбины на динамику регулирования?
7. Как изменится уравнение ротора турбины при наличии парового объема после регулирующих клапанов?
8. Почему постоянная времени главного сервомотора зависит от направления его движения?
9. Чем определяется постоянная времени сервомотора с проточным золотником?

Глава седьмая

УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

7.1. ПОНЯТИЕ ОБ УСТОЙЧИВОСТИ

Системы автоматического регулирования работают в условиях непрерывного воздействия на них внешних возмущений, которые стремятся нарушить их нормальную работу.

Важнейшим качеством системы является ее *устойчивость* как способность противостоять этим воздействиям и сохранять заданное состояние равновесия или вида движения.

Рассмотрим полученное в § 5.4 дифференциальное уравнение (5.82), описывающее движение линейной (линеаризованной) САР:

$$A(p)x(t) = K(p)g(t) + N(p)f(t), \qquad (7.1)$$

где $x(t)$ — регулируемая координата, например частота вращения ротора турбины или давление пара в регулируемом отборе; $g(t)$ и $f(t)$ — задающее и возмущающее воздействия.

Процесс регулирования определяется решением уравнения (7.1) при заданных начальных условиях:

$$x(t) = x_{п}(t) + x_{в}(t). \qquad (7.2)$$

Здесь $x(t)$ — полное решение уравнения (7.1); $x_{п}(t)$ — переходная составляющая полного решения, представляющая собой общее решение однородного уравнения

$$A(p)x(t) = 0; \qquad (7.3)$$

$x_{в}(t)$ — вынужденная составляющая полного решения, представляющая собой частное решение уравнения (7.1), определяемое его правой частью и характеризующее установившееся движение системы, которое будет существовать после затухания $x_{п}(t)$.

В соответствии с определением устойчивости по Ляпунову (см. § 11.6) система автоматического регулирования является асимптотически устойчивой, если

$$\lim_{t \to \infty} x_{п}(t) = 0\,. \qquad (7.4)$$

Если $\lim\limits_{t \to \infty} x_{п}(t) = \infty$, то САР неустойчива. И наконец, если при неограниченном возрастании времени $x_{п}(t)$ стремится к постоянному значению, отличному от нуля, то САР нейтральна.

Переходная составляющая $x_{п}(t)$ как решение однородного дифференциального уравнения n-го порядка с постоянными коэффициентами имеет, как известно, вид

$$x_{п}(t) = \sum_{k=1}^{n} C_k e^{p_k t}, \qquad (7.5)$$

где p_k — корни *характеристического уравнения* системы

$$A(p) = a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \ldots + a_n = 0 \qquad (7.6)$$

(предполагается отсутствие кратных корней, т.е. все корни разные); C_k — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

В общем случае корни характеристического уравнения являются комплексно-сопряженными: $p_{k,\,k+1} = \alpha_k \pm j\beta_k$. В частных случаях они могут быть вещественными $p_k = \alpha_k$ при $\beta_k = 0$ или мнимыми $p_{k,\,k+1} = \pm j\beta_k$ при $\alpha_k = 0$.

Заметим, что во всех случаях решение можно записать в виде (7.5), хотя иногда эту форму сохраняют только для вещественных корней, а два слагаемых в (7.5), соответствующих паре комплексно-сопря-

женных корней, с помощью формулы Эйлера преобразуют к виду

$$C_k e^{(\alpha_k + j\beta_k)t} + C_{k+1} e^{(\alpha_k - j\beta_k)t} =$$

$$= e^{\alpha_k t}\left(C_k e^{j\beta_k t} + C_{k+1} e^{-j\beta_k t}\right) =$$

$$= e^{\alpha_k t}[(C_k + C_{k+1})\cos\beta_k t +$$

$$+ j(C_k - C_{k+1})\sin\beta_k t] =$$

$$= e^{\alpha_k t}(A_k \cos\beta_k t + B_k \sin\beta_k t) =$$

$$= D_k e^{\alpha_k t}\sin(\beta_k t + \gamma_k).$$

Между постоянными интегрирования C_k и C_{k+1}, с одной стороны, и A_k и B_k или D_k и γ_k, с другой, имеется очевидная связь:

$$A_k = C_k + C_{k+1} = D_k \sin\gamma_k;$$

$$B_k = j(C_k - C_{k+1}) = D_k \cos\gamma_k;$$

$$D_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}; \quad \operatorname{tg}\gamma_k = A_k / B_k.$$

Необходимо отметить, что если корни p_k характеристического уравнения $A(p) = 0$ определяются только видом левой части уравнения (7.1), то постоянные интегрирования C_k в выражении для переходной составляющей $x_п(t)$, а значит, и ее форма зависят также и от вида правой части этого уравнения.

Но в понятие устойчивости системы входит только наличие или отсутствие затухания переходной составляющей процесса регулирования независимо от ее формы и быстроты затухания. Поэтому, для того чтобы определить, является ли САР устойчивой, нет необходимости не только интегрировать исходное дифференциальное уравнение САР, но и решать характеристическое уравнение системы $A(p) = 0$, т.е. определять его корни p_k.

Нетрудно видеть, что *для устойчивости САР необходимо и достаточно, чтобы выполнялось условие*

$$\alpha_k = \operatorname{Re} p_k < 0 \ (k = 1, 2, \ldots, n). \quad (7.7)$$

В самом деле, если корень p_k вещественный, т.е. $p_k = \alpha_k$, то при $\alpha_k < 0$

$$\lim_{t \to \infty} C_k e^{p_k t} = 0.$$

Для пары комплексно-сопряженных корней $p_{k,\,k+1} = \alpha_k \pm j\beta_k$, если $\operatorname{Re} p_{k,\,k+1} = \alpha_k < 0$, то

$$\lim_{t \to \infty}\left(C_k e^{p_k t} + C_{k+1} e^{p_{k+1} t}\right) =$$

$$= \lim_{t \to \infty} D_k e^{\alpha_k t}\sin(\beta_k t + \gamma_k) = 0.$$

Если, наконец, среди корней характеристического уравнения какой-нибудь корень p_k имеет кратность r, то в (7.5) войдет слагаемое

$$(C_{k,\,r-1}t^{r-1} + C_{k,\,r-2}t^{r-2} + \ldots +$$

$$+ C_{k,\,1}t + C_{k,\,0})e^{p_k t},$$

которое при $\alpha_k = \operatorname{Re} p_k < 0$ с течением времени также стремится к нулю, поскольку $e^{-|\alpha_k|t}$ убывает быстрее, чем растет $C_{k,\,r-1}t^{r-1}$.

Если же хотя бы один корень характеристического уравнения имеет положительную вещественную часть, переходный процесс будет расходиться, т.е. система окажется неустойчивой.

Корни характеристического уравнения можно представить точками на комплексной плоскости корней. Тогда необходимое и достаточное условие устойчивости линейной САР получает простую геометрическую интерпретацию: *все корни ее характеристического уравнения должны лежать слева от мнимой оси плоскости корней.*

Отметим, что корни с отрицательной вещественной частью называют *левыми,* а корни с положительной вещественной частью — *правыми.*

Судить о том, являются ли все корни характеристического уравнения САР левыми, не вычисляя самих корней, можно с помощью *критериев устойчивости.* Таких критериев известно несколько: Рауса, Гурвица, Михайлова, Найквиста, Зубова и др. Подчеркнем, что какой бы критерий устойчивости не применялся, его выполнение свидетельствует об одном и том же, а именно, что все $\mathrm{Re}\, p_k < 0$.

Исследование устойчивости САР начинается не с применения критериев устойчивости, а с проверки *необходимого (но не достаточного!) условия устойчивости,* называемого иногда критерием Стодолы и заключающегося в требовании, чтобы все коэффициенты характеристического уравнения имели одинаковый знак, например положительный.

Предположим сначала, что все корни p_k вещественные. Представим характеристическое уравнение в виде

$$A(p) = a_0(p - p_1)(p - p_2) \dots (p - p_n) = 0,$$

где всегда можно сделать $a_0 > 0$.

В устойчивой системе все корни должны быть отрицательными, т.е. $p_k = -|\alpha_k|$. Тогда

$$A(p) = a_0 \prod_{k=1}^{n} (p + |\alpha_k|) = 0\,.$$

Раскрывая скобки и возвращаясь к первоначальному виду уравнения

$$A(p) = a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \dots + a_n = 0,$$

видим, что все его коэффициенты будут положительными.

При наличии комплексных корней с отрицательной вещественной частью $p_{k,\,k+1} = -|\alpha_k| \pm j\beta_k$ результат не изменится, так как множители, соответствующие этим корням, дадут

$$(p + |\alpha_k| - j\beta_k)(p + |\alpha_k| + j\beta_k) =$$
$$= (p + |\alpha_k|)^2 + \beta_k^2\,.$$

Появление такого множителя не может изменить вывод о положительности всех коэффициентов характеристического уравнения.

Для САР первого и второго порядков необходимое условие устойчивости является и достаточным, в чем нетрудно убедиться прямым вычислением корней характеристических уравнений этих систем.

7.2. КРИТЕРИЙ УСТОЙЧИВОСТИ РАУСА

Задача об отыскании критерия устойчивости для систем любого порядка была сформулирована Д. Максвеллом в 1868 г. и впервые решена английским математиком Э. Раусом, в 1877 г. предложившим критерий в виде рекуррентного алгоритма. Критерий Рауса относится к *алгебраическим критериям устойчивости,* которые дают возможность судить об устойчивости САР по коэффициентам ее характеристического уравнения (7.6).

Алгоритм Рауса наиболее просто поясняется предложенной им таблицей (табл. 7.1).

Обозначим коэффициент таблицы Рауса $c_{k,\,i}$, где k — номер столбца, i — номер строки, на пересечении которых он находится. В первой строке таблицы записываются в порядке возрастания индекса коэффициенты характеристического уравнения с четными индексами: a_0, a_2, a_4, …, во второй строке — с нечетными индексами: a_1, a_3, a_5, … Остальные коэффициенты таблицы определяются соотношением

$$c_{k,\,i} = c_{k+1,\,i-2} - r_i c_{k+1,\,i-1}, \qquad (7.8)$$

где

$$r_i = c_{1,\,i-2} / c_{1,\,i-1}. \qquad (7.9)$$

Число строк таблицы Рауса на единицу превышает степень характеристического уравнения, т.е. равно $n + 1$.

Критерий устойчивости Рауса формулируется следующим образом: *для устой-*

Таблица 7.1

Таблица Рауса

Коэффициент (r_i)	Строка (i)	Столбец (k)			
		1	2	3	4
—	1	$c_{11} = a_0$	$c_{21} = a_2$	$c_{31} = a_4$	…
—	2	$c_{12} = a_1$	$c_{22} = a_3$	$c_{32} = a_5$	…
$r_3 = c_{11}/c_{12}$	3	$c_{13} = c_{21} - r_3 c_{22}$	$c_{23} = c_{31} - r_3 c_{32}$	$c_{33} = c_{41} - r_3 c_{42}$	…
$r_4 = c_{12}/c_{13}$	4	$c_{14} = c_{22} - r_4 c_{23}$	$c_{24} = c_{32} - r_4 c_{33}$	$c_{34} = c_{42} - r_4 c_{43}$	…
…	…	…	…	…	…
$r_i = c_{1,\,i-2}/c_{1,\,i-1}$	i	$c_{1i} = c_{2,\,i-2} - r_i c_{2,\,i-1}$	$c_{2i} = c_{3,\,i-2} - r_i c_{3,\,i-1}$	$c_{3i} = c_{4,\,i-2} - r_i c_{4,\,i-1}$	…
…	…	…	…	…	…

чивости системы автоматического регулирования необходимо и достаточно, чтобы все коэффициенты первого столбца таблицы Рауса были положительными, т.е.

$$c_{1,k} > 0 \ (k = 1, 2, \ldots, n+1). \qquad (7.10)$$

Если не все коэффициенты первого столбца положительны, то система неустойчива. Показано, что число перемен знака в первом столбце таблицы Рауса равно числу правых корней характеристического уравнения. О наличии пары мнимых корней, когда система находится на границе *колебательной устойчивости*, свидетельствует $c_{1,\,n} = 0$. Так как при этом $r_{n+1} = \infty$, то последняя строка таблицы не рассчитывается. При $a_n = 0$, чему соответствует нахождение системы на границе *апериодической устойчивости*, $c_{1,\,n+1} = 0$.

Алгоритмическая форма критерия Рауса особенно удобна для программирования. Поэтому он широко применяется при исследовании устойчивости линейных САР высокого порядка с помощью ЭВМ.

Пример 7.1. Исследовать с помощью критерия Рауса устойчивость системы автоматического регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины, описываемой уравнениями:

ротора

$$T_\varphi p \varphi = \rho - f(t);$$

сервомотора первой ступени усиления

$$(T_1 p + 1)\,\mu_1 = -\varphi + g(t);$$

сервомотора второй ступени усиления

$$(T_2 p + 1)\,\mu_2 = \mu_1 - \mu_3;$$

главного сервомотора

$$T_3 p \mu_3 = \mu_2;$$

парового объема

$$(T_\rho p + 1)\rho = \mu_3,$$

при заданных значениях постоянных времени: T_φ = 0,4 с; T_1 = 0,04 с; T_2 = 0,08 с; T_3 = 0,25 с; T_ρ = 0,20 с.

Характеристическое уравнение системы найдем согласно (5.83):

$$A(p) = \begin{vmatrix} T_\varphi p & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & T_1 p + 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & T_2 p + 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & T_3 p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & T_\rho p + 1 \end{vmatrix} =$$

$$= a_0 p^5 + a_1 p^4 + a_2 p^3 + a_3 p^2 + a_4 p + a_5 = 0\,,$$

где

$$a_0 = T_\varphi T_1 T_2 T_3 T_\rho = 6{,}4 \cdot 10^{-5}\,;$$

$$a_1 = T_\varphi [T_1 T_3 T_\rho + (T_1 + T_\rho) T_2 T_3] = 2{,}72 \cdot 10^{-3}\,;$$

Таблица 7.2

Таблица Рауса (к примеру 7.1)

Коэффициент (r_i)	Строка (i)	Столбец (k)		
		1	2	3
—	1	$c_{11} = 6{,}4 \cdot 10^{-5}$	$c_{21} = 0{,}0352$	$c_{31} = 0{,}4$
—	2	$c_{12} = 2{,}72 \cdot 10^{-3}$	$c_{22} = 0{,}196$	$c_{32} = 1$
$r_3 = c_{11}/c_{12} = 0{,}0235$	3	$c_{13} = 0{,}0352 - 0{,}0235 \cdot 0{,}196 = = 0{,}0306$	$c_{23} = 0{,}4 - 0{,}0235 \cdot 1 = = 0{,}376$	0
$r_4 = c_{12}/c_{13} = 0{,}0889$	4	$c_{14} = 0{,}196 - 0{,}0889 \cdot 0{,}376 = = 0{,}163$	$c_{24} = 1$	0
$r_4 = c_{13}/c_{14} = 0{,}188$	5	$c_{15} = 0{,}376 - 0{,}188 = 0{,}188$	0	0
$r_4 = c_{14}/c_{15} = 0{,}867$	6	$c_{16} = 1$	0	0

$$a_2 = T_\varphi[T_1 T_\rho + (T_1 + T_\rho)T_3 + T_2 T_3] = 0{,}0352\,;$$

$$a_3 = T_\varphi(T_1 + T_3 + T_\rho) = 0{,}196\,;$$

$$a_4 = T_\varphi = 0{,}4\,; \qquad a_5 = 1\,.$$

Составим таблицу Рауса (табл. 7.2).

Так как все коэффициенты первого столбца таблицы Рауса положительны, то система регулирования устойчива.

7.3. КРИТЕРИЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГУРВИЦА

С критерием Рауса тесно связан другой алгебраический критерий устойчивости, предложенный в 1895 г. швейцарским математиком А. Гурвицем. Доказательство критериев Рауса и Гурвица, которое может быть проведено с помощью метода Ляпунова, здесь не рассматривается.

Из коэффициентов характеристического уравнения (7.6) составляют *старший определитель Гурвица*

$$\Delta_n = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & . & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & . & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 & . & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 & . & 0 \\ . & . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & 0 & 0 & . & a_n \end{vmatrix} \qquad (7.11)$$

следующим образом: по главной диагонали определителя слева направо записывают коэффициенты характеристического уравнения от a_1 до a_n в порядке возрастания индексов. Затем в столбцах вверх от главной диагонали выписывают коэффициенты с последовательно возрастающими индексами, а вниз — с последовательно убывающими. На места отсутствующих коэффициентов, а также тех из них, у которых индекс должен был бы быть больше n или меньше нуля, проставляют нули.

При программировании алгоритма составления главного определителя Гурвица на ЭВМ удобнее другое правило: в первой строке записывают коэффициенты с нечетными индексами, а во второй — с четными. Так как число столбцов определителя равно порядку системы n, то концы строк заполняют нулями. Сдвигом первых двух строк на одну позицию вправо получают третью и четвертую строки и т.д. Освободившиеся места заполняют нулями. При нечетном n последней строкой определителя оказывается первая строка, сдвинутая вправо на $(n - 1)/2$ позиций.

Остальные определители Гурвица являются диагональными минорами старшего определителя и получаются из него последовательным вычеркиванием каждый раз последней строки и последнего столбца. Они выделены в (7.11) штриховыми линиями.

Критерий устойчивости Гурвица формулируется следующим образом: *для устойчивости системы автоматического регулирования необходимо и достаточно, чтобы при* $a_0 > 0$ *все определители Гурвица были положительными.*

Таким образом, для устойчивости системы необходимо и достаточно, чтобы при $a_0 > 0$ были выполнены следующие условия:

$$\left.\begin{array}{l} \Delta_1 = a_1 > 0; \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0; \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \Delta_n = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & . & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & . & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & . & 0 \\ . & . & . & . & . \\ 0 & 0 & 0 & . & a_n \end{vmatrix} > 0, \end{array}\right\} \quad (7.12)$$

или в более компактной форме

$$\Delta_k > 0 \; (k = 1, 2, \ldots, n). \quad (7.13)$$

Если в формулировку критерия Гурвица включить необходимое условие устойчивости, т.е. требование, чтобы все коэффициенты характеристического уравнения были положительными, то можно ограничиться рассмотрением определителей Гурвица до Δ_{n-1} включительно, так как $\Delta_n = a_n\Delta_{n-1}$.

При выполнении условий

$$\left.\begin{array}{l} \Delta_k > 0 \quad (k = 2, 3, \ldots, n-2); \\ \Delta_n = a_n\Delta_{n-1} = 0 \end{array}\right\} \quad (7.14)$$

система находится на границе устойчивости. Последнее условие распадается на два: $a_n = 0$ при $\Delta_{n-1} > 0$ (один из корней характеристического уравнения равен нулю), когда САР находится на границе апериодической устойчивости, или $\Delta_{n-1} = 0$ при $a_n > 0$ (характеристическое уравнение имеет пару мнимых корней), чему соответствует нахождение САР на границе колебательной устойчивости.

Условия (7.14) могут быть использованы для определения с помощью критерия Гурвица предельного (критического) значения какого-нибудь параметра системы, при котором она оказывается на границе устойчивости. Тем самым в ряде случаев можно построить область устойчивости по этому параметру. Однако по мере повышения порядка системы это становится все более затруднительным, так как исследуемый параметр обычно входит одновременно в несколько коэффициентов характеристического уравнения системы.

Применим критерий Гурвица к исследованию устойчивости САР третьего и четвертого порядков.

При $n = 3$ $A(p) = a_0p^3 + a_1p^2 + a_2p + a_3 = 0$ и условия устойчивости по Гурвицу имеют вид

$$\left.\begin{array}{l} a_k > 0 \quad (k = 0, 1, 2, 3); \\ \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} = a_1a_2 - a_0a_3 > 0. \end{array}\right\} (7.15)$$

При $n = 4$ $A(p) = a_0p^4 + a_1p^3 + a_2p^2 + a_3p + a_4 = 0$ и для устойчивости САР необходимо выполнение следующих условий:

$$\left.\begin{array}{l} a_k > 0 \quad (k = 0, 1, \ldots, 4); \\ \Delta_2 > 0; \quad \Delta_3 = a_3\Delta_2 - a_1^2a_4 > 0. \end{array}\right\} \quad (7.16)$$

П. Льенар и Р. Шипар в 1914 г. показали, что *при* $a_0 > 0, a_1 > 0, \ldots, a_n > 0$ *для устойчивости САР необходимо и достаточно, чтобы были положительными все определители Гурвица с четными или нечетными индексами.* Эта модификация критерия Гурвица иногда называется *кри-*

терием Льенара—Шипара и записывается в виде условий:

$$\left.\begin{array}{l} a_k > 0 \quad (k = 0, 1, \ldots, n); \\ \Delta_2 > 0; \quad \Delta_4 > 0; \quad \Delta_6 > 0; \ldots \end{array}\right\} \quad (7.17)$$

или

$$\left.\begin{array}{l} a_k > 0 \quad (k = 0, 1, \ldots, n); \\ \Delta_3 > 0; \quad \Delta_5 > 0; \quad \Delta_7 > 0; \ldots \end{array}\right\} \quad (7.18)$$

Согласно (7.18) проверка условия $\Delta_2 > 0$ в (7.16) является излишней.

Пример 7.2. Исследовать устойчивость системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, с помощью критерия Гурвица в модификации Льенара—Шипара.

Так как все коэффициенты характеристического уравнения системы положительны, то достаточно проверить выполнение условий $\Delta_2 > 0$ и $\Delta_4 > 0$:

$$\Delta_2 = a_1 a_2 - a_0 a_3 = 2{,}72 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}0352 - \\ - 6{,}4 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}196 = 8{,}32 \cdot 10^{-5} > 0;$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 \end{vmatrix} =$$

$$= (a_3 a_4 - a_2 a_5)\Delta_2 - (a_1 a_4 - a_0 a_5)^2 = \\ = (0{,}196 \cdot 0{,}4 - 0{,}0352) \cdot 8{,}32 \cdot 10^{-5} - \\ - (2{,}72 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}4 - 6{,}4 \cdot 10^{-5})^2 = \\ = 2{,}55 \cdot 10^{-6} > 0.$$

Все условия критерия выполнены, следовательно, система регулирования устойчива.

7.4. КРИТЕРИЙ УСТОЙЧИВОСТИ МИХАЙЛОВА

Критерий Михайлова занимает промежуточное положение между алгебраическими и частотными критериями устойчивости. В основе последних лежит известный из теории функций комплексного переменного *принцип аргумента.*

Рассмотрим некоторый полином n-й степени с действительными коэффициентами $A(p) = a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \ldots + a_{n-1} p + a_n$, который согласно теореме Безу всегда можно представить в виде

$$A(p) = a_0(p - p_1)(p - p_2)\ldots(p - p_n) = \\ = a_0 \prod_{k=1}^{n} (p - p_k),$$

где p_k — корни уравнения $A(p) = 0$.

Положим $p = j\omega$. Тогда

$$A(j\omega) = a_0 \prod_{k=1}^{n} (j\omega - p_k).$$

Геометрическим представлением величины $j\omega - p_k$ является вектор, начало которого лежит в точке p_k, а конец — на мнимой оси в точке $j\omega$ (рис. 7.1).

Аргумент вектора $A(j\omega)$ равен сумме аргументов векторов $j\omega - p_k$:

$$\arg A(j\omega) = \sum_{k=1}^{n} \arg(j\omega - p_k).$$

При изменении ω в пределах от $-\infty$ до ∞ конец вектора $j\omega - p_k$ скользит вдоль мнимой оси снизу вверх, поворачиваясь на угол π, если корень p_k лежит в левой полуплоскости, и на угол $-\pi$, если корень p_k является правым (рис. 7.2).

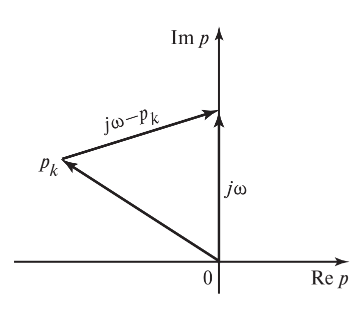


Рис. 7.1. Геометрическое представление вектора $j\omega - p_k$

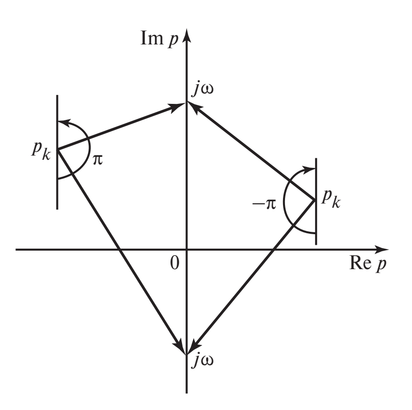


Рис. 7.2. Приращения аргумента вектора $j\omega - p_k$ для правых и левых корней p_k

Пусть уравнение $A(p) = 0$ имеет m правых корней и $n - m$ левых. Тогда приращение $\arg A(j\omega)$ при изменении ω от $-\infty$ до ∞ равно

$$\underset{-\infty < \omega < \infty}{\Delta} \arg A(j\omega) = \sum_{k=1}^{n} \underset{-\infty < \omega < \infty}{\Delta} \arg A(j\omega - p_k) = (n - m)\pi - m\pi = (n - 2m)\pi, \quad (7.19)$$

что и составляет содержание принципа аргумента.

При изменении ω от 0 до ∞ приращение аргумента вектора $A(j\omega)$ будет вдвое меньшим:

$$\underset{0 < \omega < \infty}{\Delta} \arg A(j\omega) = (n - 2m)\frac{\pi}{2}. \quad (7.20)$$

Рассмотрим теперь критерий устойчивости Михайлова, который по существу является *геометрической интерпретацией принципа аргумента*.

В характеристический полином системы автоматического регулирования

$$A(p) = a_0p^n + a_1p^{n-1} + \ldots + a_{n-1}p + a_n$$

подставим $p = j\omega$ и получим

$$A(j\omega) = a_0(j\omega)^n + a_1(j\omega)^{n-1} + \ldots + a_{n-1}(j\omega) + a_n = U(\omega) + jV(\omega) = A(\omega)e^{j\psi(\omega)}, \quad (7.21)$$

где функции

$$\left.\begin{aligned} U(\omega) &= a_n - a_{n-2}\omega^2 + a_{n-4}\omega^4 - \ldots; \\ V(\omega) &= \omega(a_{n-1} - a_{n-3}\omega^2 + a_{n-5}\omega^4 - \ldots) \end{aligned}\right\} \quad (7.22)$$

называются соответственно *вещественной* и *мнимой функциями Михайлова*.

При изменении ω от 0 до ∞ вектор $A(j\omega)$ своим концом опишет на комплексной плоскости кривую, называемую *характеристической* или *кривой* (*годографом*) *Михайлова*. По ее очертанию можно судить об устойчивости САР.

В соответствии с необходимым и достаточным условием устойчивости САР все корни ее характеристического уравнения должны быть левыми, т.е. не должно быть мнимых корней:

$$A(j\omega) \neq 0 \quad (7.23)$$

и число правых корней m равно нулю, откуда на основании принципа аргумента следует

$$\underset{0 < \omega < \infty}{\Delta} \arg A(j\omega) = n\frac{\pi}{2}. \quad (7.24)$$

Из (7.23) и (7.24) вытекает *критерий Михайлова: для устойчивости САР необходимо и достаточно, чтобы при возрастании ω от 0 до ∞ кривая (годограф) Михайлова, начавшись при $\omega = 0$ на вещественной положительной полуоси, последовательно обошла против часовой стрелки n квадрантов, где n — степень характеристического уравнения системы.*

Кривая Михайлова для устойчивой САР шестого порядка показана на рис. 7.3, *а*: при $\omega = 0$ она начинается в точке $U = a_n$ на вещественной положительной полуоси, последовательно обходит пять квадрантов и в шестом уходит в бесконечность.

На рис. 7.3, *б* кривая Михайлова начинается при $\omega = 0$ в начале координат, т.е. характеристическое уравнение имеет хотя бы один нулевой корень. На рис. 7.3, *в* кри-

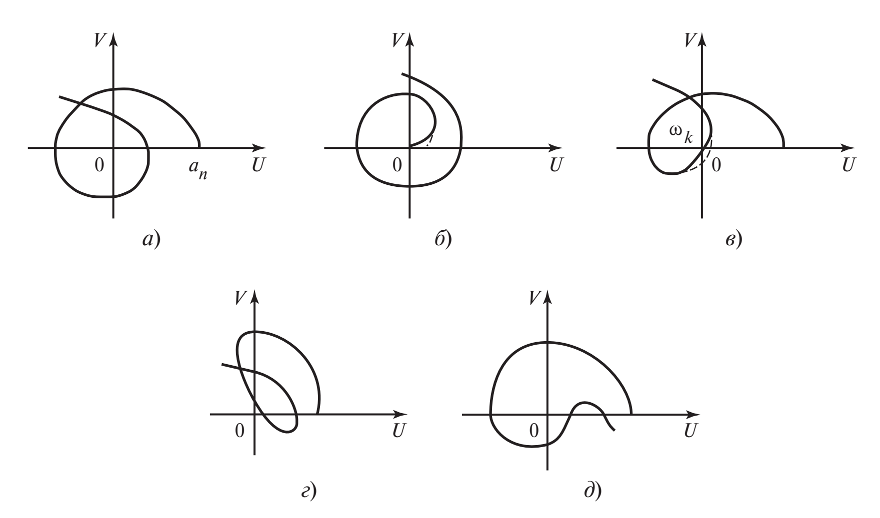


Рис. 7.3. Кривые Михайлова САР шестого порядка:
а — САР устойчива; *б* — САР находится на границе апериодической устойчивости; *в* — САР находится на границе колебательной устойчивости; *г*, *д* — САР неустойчива

вая Михайлова проходит через начало координат при некотором значении ω_k, что означает наличие в характеристическом уравнении пары мнимых корней $\pm j\omega_k$. Так как небольшой деформацией кривых Михайлова на рис. 7.3, *б* и *в* (штриховые линии) можно удовлетворить все условия критерия Михайлова, то в первом случае система находится на границе апериодической устойчивости, а во втором — на границе колебательной устойчивости.

Если нарушено число квадрантов, пройденных кривой Михайлова, или не соблюдена последовательность их обхода (рис. 7.3, *г*, *д*), то САР неустойчива.

Критерию Михайлова можно дать несколько иную формулировку. Представим вектор $A(j\omega)$ в виде

$$A(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega) = U_1(\omega^2) + j\omega V_1(\omega^2) = \\ = U_1(\lambda) + j\omega V_1(\lambda),$$

где $\lambda = \omega^2$, и обратим внимание на то, что при последовательном обходе кривой Михайлова квадрантов координатной плоскости оси координат пересекаются ею поочередно. В точках пересечения функции $U(\omega)$ и $V(\omega)$ или $U_1(\lambda)$ и $V_1(\lambda)$ обращаются в нуль. Следовательно, *для устойчивости САР необходимо и достаточно, чтобы уравнения $U_1(\lambda) = 0$ и $V_1(\lambda) = 0$ имели положительные перемежающиеся корни, число корней равнялось $n - 1$, наименьшим был корень уравнения $U_1(\lambda) = 0$ и при $\omega = 0$ удовлетворялось условие $U_1(0) > 0$.*

Перемежаемость корней означает, что между любыми двумя соседними корнями уравнения $U_1(\lambda) = 0$ лежит один корень уравнения $V_1(\lambda) = 0$, и наоборот.

Вторая формулировка критерия Михайлова позволяет провести исследование устойчивости САР без расчета и вычерчивания годографа Михайлова.

Так, для САР пятого порядка с характеристическим полиномом

$$A(p) = a_0p^5 + a_1p^4 + a_2p^3 + \\ + a_3p^2 + a_4p + a_5 \qquad (7.25)$$

достаточно найти корни двух квадратных уравнений

$$\left.\begin{aligned} U_1(\lambda) &= a_1\lambda^2 - a_3\lambda + a_5 = 0; \\ V_1(\lambda) &= a_0\lambda^2 - a_2\lambda + a_4 = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (7.26)$$

и проверить выполнение условий критерия.

Пример 7.3. Исследовать устойчивость системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, с помощью критерия Михайлова.

Подставив в характеристический полином (7.25) $p = j\omega$, найдем вещественную и мнимую функции Михайлова:

$$U(\omega) = a_0\omega^4 - a_3\omega^2 + a_5 = 2{,}72 \cdot 10^{-3}\omega^4 - 0{,}196\omega^2 + 1;$$

$$V(\omega) = \omega\,(a_0\omega^4 - a_2\omega^2 + a_4) = \omega\,(6{,}4 \cdot 10^{-5}\omega^4 - 0{,}0352\omega^2 + 0{,}4).$$

По ним, задавшись ω от нуля до достаточно больших значений, которые определятся в ходе самого расчета, можно рассчитать и в декартовых координатах (U, V) построить кривую Михайлова. Расчет несложный, но достаточно громоздкий, так как потребуется найти 15—18 точек годографа Михайлова и затем по ним его построить. Поэтому воспользуемся MathCAD.

Введем коэффициенты характеристического полинома и мнимую единицу

$$\mathrm{ORIGIN} := 0$$

$$a := (6.4 \cdot 10^{-5}\ \ 2.72 \cdot 10^{-3}\ \ 0.0352\ \ 0.196\ \ 0.4\ \ 1)^T \qquad j := \sqrt{-1}$$

Запишем характеристический полином

$$A(p) := a_0 \cdot p^5 + a_1 \cdot p^4 + a_2 \cdot p^3 + a_3 \cdot p^2 + a_4 \cdot p + a_5$$

Найдем вещественную и мнимую функции Михайлова:

$$U(\omega) := \mathrm{Re}(A(j \cdot \omega)) \qquad V(\omega) := \mathrm{Im}(A(j \cdot \omega))$$

Зададимся диапазоном и шагом изменения ω:

$$\omega := 0,\ 0.05 \ldots 30$$

и построим годограф Михайлова (рис. 7.4).

Ход годографа удовлетворяет всем требованиям критерия Михайлова, что свидетельствует об устойчивости САР.

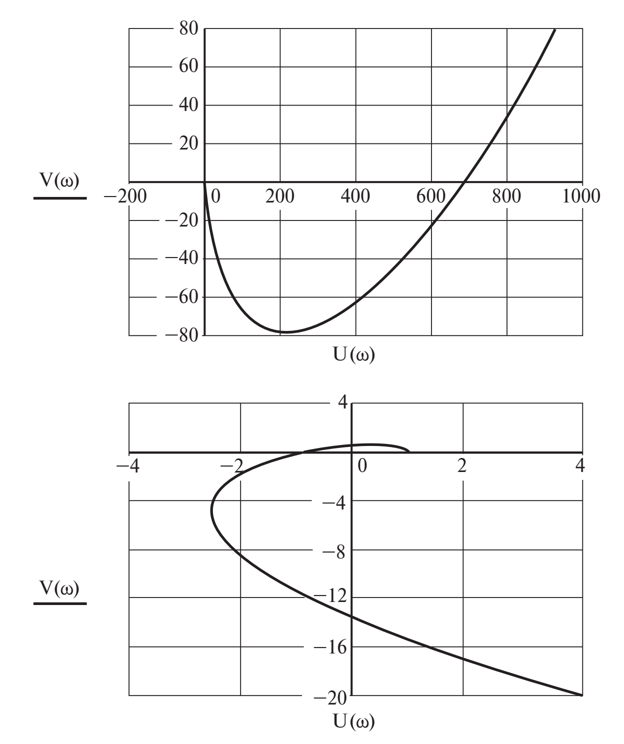


Рис. 7.4. Годограф Михайлова к примеру 7.3

Объем вычислений сокращается при применении критерия Михайлова во второй формулировке. В этом случае достаточно решить два квадратных уравнения (7.26).

Корни первого из них

$$\lambda_{1,3} = \frac{0{,}196 \pm \sqrt{0{,}196^2 - 4 \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-3}}}{2 \cdot 2{,}72 \cdot 10^{-3}}$$

составляют $\lambda_1 = 5{,}51$ и $\lambda_3 = 66{,}5$.

Корни второго уравнения

$$\lambda_{2,4} = \frac{0{,}0352 \pm \sqrt{0{,}0352^2 - 4 \cdot 6{,}4 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}4}}{2 \cdot 6{,}4 \cdot 10^{-5}}$$

равны $\lambda_2 = 11{,}7$ и $\lambda_4 = 538$.

Все требования критерия Михайлова выполнены: корни положительные и перемежающиеся ($\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3 < \lambda_4$); наименьшим является корень уравнения $U_1(\lambda) = 0$ ($\lambda_1 = 5{,}51$); число корней составляет $n - 1 = 4$ и, наконец, $U_1(0) = 1 > 0$. Следовательно, система устойчива.

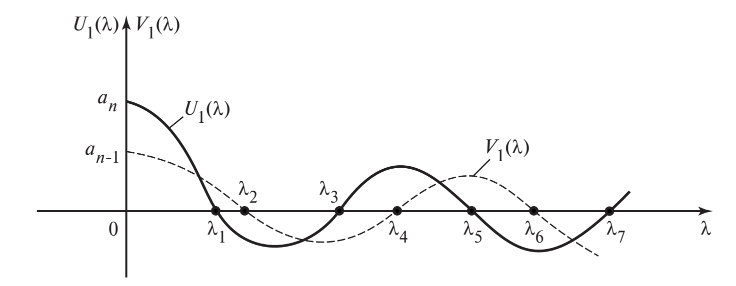


Рис. 7.5. Кривые $U_1(\lambda)$ и $V_1(\lambda)$ для устойчивой САР восьмого порядка

Для САР высокого порядка ($n > 7$) определение корней уравнений $U_1(\lambda) = 0$ и $V_1(\lambda) = 0$ оказывается более трудоемким (если нет возможности найти их, например, с помощью системы MathCAD), чем построение кривых $U_1(\lambda)$ и $V_1(\lambda)$. Для устойчивой САР восьмого порядка они показаны на рис. 7.5.

7.5. КРИТЕРИЙ УСТОЙЧИВОСТИ НАЙКВИСТА

Предложенный в 1932 г. частотный критерий Найквиста позволяет судить об устойчивости замкнутой системы по виду амплитудно-фазовой характеристики этой системы в разомкнутом состоянии.

Пусть передаточная функция разомкнутой системы имеет вид

$$W(p) = K(p)/D(p), \qquad (7.27)$$

где $K(p)$ и $D(p)$ — некоторые полиномы.

Образуем вспомогательную функцию

$$f(p) = 1 + W(p) = \frac{D(p) + K(p)}{D(p)} = \frac{A(p)}{D(p)}, \qquad (7.28)$$

числитель которой представляет собой характеристический полином замкнутой системы степени n, а знаменатель — характеристический полином разомкнутой системы. Так как в реальных системах всегда степень полинома $K(p)$ не выше степени

полинома $D(p)$, то степени полиномов $A(p)$ и $D(p)$ одинаковы и равны n.

Подставив в (7.28) $p = j\omega$, найдем

$$f(j\omega) = 1 + W(j\omega) = A(j\omega)/D(j\omega). \quad (7.29)$$

Естественно потребовать, чтобы замкнутая система была устойчивой. Разомкнутая система при этом может быть устойчивой, неустойчивой или находиться на границе устойчивости.

Если разомкнутая система устойчива, то на основании принципа аргумента имеем

$$\underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg f(j\omega) = \underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg A(j\omega) - \underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg D(j\omega) = $$

$$= \frac{n\pi}{2} - \frac{n\pi}{2} = 0.$$

Это означает, что годограф вектора $f(j\omega)$ при изменении ω от 0 до ∞ не охватывает начало координат или, как можно видеть на рис. 7.6, амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы $W(j\omega)$ не охватывает точку $(-1, j0)$.

Для рассмотренного случая *критерий устойчивости Найквиста* может быть сформулирован следующим образом: *для устойчивости замкнутой САР, если в разомкнутом состоянии она устойчива, необходимо и достаточно, чтобы при изменении* ω *от 0 до* ∞ *амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы* $W(j\omega)$ *не охватывала критическую точку* $(-1, j0)$.

Если разомкнутая система неустойчива и ее характеристическое уравнение имеет l правых корней, то

$$\underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg f(j\omega) = \underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg A(j\omega) - \underset{0<\omega<\infty}{\Delta}\arg D(j\omega) = $$

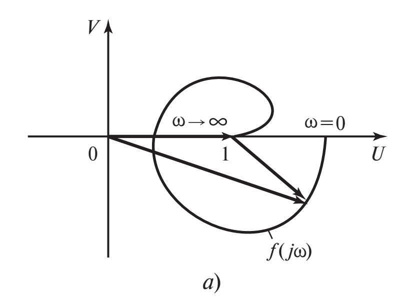
$$= n\frac{\pi}{2} - (n-2l)\frac{\pi}{2} = \frac{l}{2}2\pi.$$

Следовательно, *для устойчивости замкнутой САР, если в разомкнутом состоянии она неустойчива, необходимо и достаточно, чтобы при изменении* ω *от 0 до* ∞ *амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы* $W(j\omega)$ *охватывала критическую точку* $(-1, j0)$ *в положительном направлении* $l/2$ *раз, где* l *— число правых корней характеристического уравнения разомкнутой системы.*

Нетрудно видеть, что эта формулировка критерия Найквиста включает в себя предыдущую как частный случай при $l = 0$.

На рис. 7.7 представлена характеристика $W(j\omega)$, соответствующая устойчивой замкнутой системе, которая в разомкнутом состоянии неустойчива, так как ее характеристическое уравнение имеет три правых корня. Точка $(-1, j0)$ охватывается годографом вектора $W(j\omega)$ 1,5 раза.

Если разомкнутая система содержит интегрирующее звено, то ее характеристическое уравнение имеет нулевой корень,



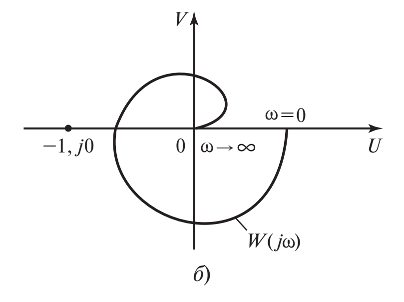


Рис. 7.6. Годографы векторов $f(j\omega)$ (*а*) и $W(j\omega)$ (*б*) САР, устойчивой в разомкнутом и замкнутом состояниях

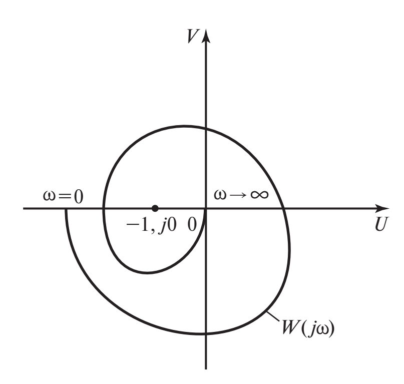


Рис. 7.7. Годограф $W(j\omega)$ неустойчивой разомкнутой САР (l = 3), устойчивой в замкнутом состоянии

а передаточную функцию можно записать в виде

$$W(p) = \frac{K(p)}{pD_1(p)}, \qquad (7.30)$$

где $D_1(0) \neq 0$.

Частотная передаточная функция такой астатической системы

$$W(j\omega) = \frac{K(j\omega)}{j\omega D_1(j\omega)} \qquad (7.31)$$

при $\omega = 0$ обращается в бесконечность, ее амплитудно-фазовая характеристика терпит разрыв, и невозможно определить, охватывается ли критическая точка $(-1, j0)$.

Чтобы можно было воспользоваться приведенными выше формулировками критерия Найквиста, надо тем или иным способом условно свести рассматриваемую астатическую разомкнутую систему к устойчивой (или неустойчивой) системе. Это можно сделать, например, если положить $p = \pm\beta$, искусственно сдвинув тем самым нулевой корень влево (вправо) с последующим предельным переходом $\beta \to 0$ [47], или обойти начало координат в плоскости корней справа (слева) по окружности малого радиуса r с последующим предельным переходом $r \to 0$.

Рассмотрим второй способ. Отобразим на плоскость годографа $W(j\omega)$ отрезок мнимой оси от точки *2* до ∞ (рис. 7.8, *а*). Этому соответствует показанная на рис. 7.8, *б* ветвь амплитудно-фазовой характеристики $W(j\omega)$ разомкнутой системы от точки *2* до точки *3*.

Начало координат обойдем справа (от точки *1* до точки *2*) по дуге окружности сколь угодно малого радиуса r: $p = re^{j\theta}$ $(0 \leq \theta \leq \pi/2)$. Так как значение $|p| = r$ мало,

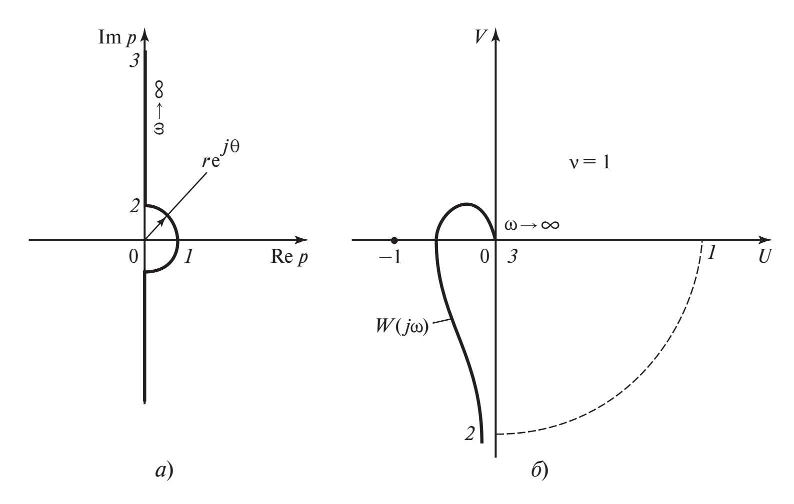


Рис. 7.8. Годограф $W(j\omega)$ астатической САР:

а — обход полюса функции $W(j\omega)$ в начале координат на плоскости p; *б* — отображение дуги малого радиуса r на плоскость $W(j\omega)$

то этому пути обхода соответствует участок годографа

$$W(p) \cong \frac{K(0)}{D_1(0) r e^{j\theta}} = R e^{-j\theta},$$

представляющий собой дугу окружности сколь угодно большого радиуса R, обходимую по часовой стрелке от точки *1* до точки *2* и называемую *дополнением амплитудно-фазовой характеристики* $W(j\omega)$ *в бесконечности.*

Так как нулевой корень характеристического уравнения $pD_1(p) = 0$ находится слева от пути обхода, а остальные его корни лежат в левой полуплоскости, то рассматриваемая система может быть отнесена к системам, устойчивым в разомкнутом состоянии.

Отсюда следует, что *для устойчивости замкнутой системы, если в разомкнутом состоянии она астатична, необходимо и достаточно, чтобы при изменении* ω *от 0 до* ∞ *амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы* $W(j\omega)$ *с ее дополнением в бесконечности не охватывала критическую точку* $(-1, j0)$.

Выше был рассмотрен наиболее часто встречающийся случай, когда нулевой корень характеристического уравнения разомкнутой системы является простым. Для нулевого корня кратностью ν, где ν — порядок астатизма САР, дополнение амплитудно-фазовой характеристики разомкнутой системы в бесконечности является дугой $-\nu\pi/2$ окружности сколь угодно большого радиуса.

Все приведенные выше формулировки критерия Найквиста могут быть объединены в одну с помощью предложенного Я.З. Цыпкиным «правила переходов».

Охват или неохват критической точки $(-1, j0)$ амплитудно-фазовой характеристикой разомкнутой системы $W(j\omega)$ связан с числом и направлением переходов через полубесконечный отрезок $(-\infty, -1]$ вещественной оси слева от точки $(-1, j0)$. Если этот отрезок пересекается годографом $W(j\omega)$ при возрастании ω сверху вниз, переход считается положительным, если снизу вверх — отрицательным. В тех редких случаях, когда годограф $W(j\omega)$ при $\omega = 0$ начинается на отрезке $(-\infty, -1]$ или при $\omega \to \infty$ заканчивается на нем, принимают, что совершается полперехода.

Теперь можно дать общую формулировку *критерия Найквиста: для устойчивости замкнутой системы автоматического регулирования необходимо и достаточно, чтобы при изменении* ω *от 0 до* ∞ *разность чисел положительных и отрицательных переходов амплитудно-фазовой характеристики разомкнутой системы с ее дополнением в бесконечности через отрезок вещественной оси* $(-\infty, -1]$ *была равна* $l/2$, *где* l *— число правых корней характеристического уравнения разомкнутой системы.*

Системы автоматического регулирования реальных объектов должны не только быть устойчивыми, но и обладать определенным запасом устойчивости, который можно, в частности, оценить по удалению АФХ разомкнутой системы $W(j\omega)$ от критической точки $(-1, j0)$ и охарактеризовать запасами устойчивости по фазе и амплитуде.

Проведем окружность единичного радиуса и определим точку пересечения с ней АФХ разомкнутой системы $W(j\omega)$ при частоте среза ω_c (рис. 7.9). *Запасом устойчивости по фазе* называется угол γ между прямой, проведенной из начала координат через эту точку, и отрицательной вещественной полуосью. *Запасом устойчивости по амплитуде* (*по модулю*) h называется величина, обратно пропорциональная длине отрезка $0A$, отсекаемого годографом $W(j\omega)$ на отрицательной действительной полуоси.

В заключение отметим важное достоинство критерия Найквиста по сравнению с критериями Рауса, Гурвица и Михайлова: он может быть применен, когда неизвестно

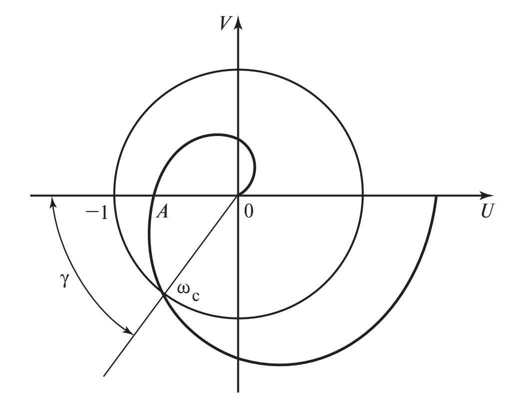


Рис. 7.9. Определение запасов устойчивости САР по фазе и амплитуде

характеристическое уравнение системы, но можно получить АФХ разомкнутой системы на основании обработки экспериментальных данных. Такая ситуация довольно часто возникает при исследовании устойчивости систем регулирования сложных теплоэнергетических установок, в частности котлов.

Пример 7.4. Исследовать устойчивость системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, с помощью критерия Найквиста.

Структурная схема САР представлена на рис. 7.10, *а*. Внутренний контур, образованный последовательным соединением звеньев с передаточными функциями $W_2(p)$ и $W_3(p)$, охваченным единичной отрицательной обратной связью, заменим эквивалентным звеном с передаточной функцией

$$W_{23}(p) = \frac{W_2(p)W_3(p)}{1 + W_2(p)W_3(p)} = \frac{1}{T_2T_3p^2 + T_3p + 1}.$$

Так как $\zeta = \dfrac{T_3}{2\sqrt{T_2T_3}} = 0{,}884 < 1$, то эквивалентное звено является колебательным звеном, передаточную функцию которого запишем в виде

$$W_{23}(p) = \frac{1}{Tp^2 + 2\zeta Tp + 1}, \quad \text{где } T = \sqrt{T_2T_3} = 0{,}1414 \text{ с}.$$

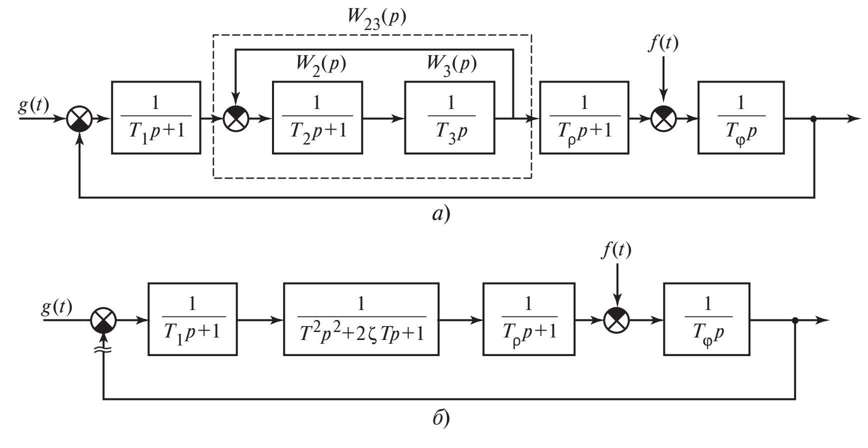


Рис. 7.10. Структурная схема САР:
а — в замкнутом состоянии; *б* — в разомкнутом состоянии

Разомкнем систему на входе в сравнивающее устройство (рис. 7.10, *б*) и запишем ее передаточную функцию как

$$W(p) = \frac{1}{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T^2 p^2 + 2\zeta T p + 1)(T_\rho p + 1)} \ . \qquad (7.32)$$

Разомкнутая система содержит интегрирующее звено и поэтому астатична. Ее амплитудно-фазовую характеристику рассчитаем и построим с помощью MathCAD:

$$T_\phi := 0.4 \quad T_1 := 0.04 \quad T := 0.1414 \quad T_\rho := 0.2 \quad \zeta := 0.884 \quad j := \sqrt{-1}$$

$$W(p) = \frac{1}{T_\varphi \cdot p \cdot (T_1 \cdot p + 1) \cdot (T^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta \cdot T \cdot p + 1) \cdot (T_\rho \cdot p + 1)}$$

$$U(\omega) := Re(W(j \cdot \omega)) \quad V(\omega) := Im(W(j \cdot \omega)) \quad A(\omega) := \sqrt{U(\omega)^2 + V(\omega)^2}$$

$$u(\phi) := \cos(\phi) \qquad v(\phi) := \sin(\phi)$$

$$\omega := 0.1, 0.2 .. 50 \qquad \phi := 0, 0.001 .. 2 \cdot \pi$$

Так как критическая точка (–1, j 0) годографом W(jw) с его дополнением в бесконечности не охватывается (рис. 7.11), то система устойчива.

В точке пересечения годографа W(jw) с окружностью единичного радиуса найдем частоту среза ω_c и запас устойчивости по фазе γ:

$$\omega_c := root\ (A(\omega) - 1, \omega, 2, 4) \quad \omega_c = 2.165 \quad \gamma := atan\left(\frac{V(\omega_c)}{U(\omega_c)}\right) \quad \gamma = 0.537 \text{ рад} \ .$$

Определив абсциссу точки пересечения годографом W(jw) отрицательной действительной полуоси и тем самым длину отрезка 0*A*, найдем запас устойчивости по модулю h:

$$U(root\ (V(\omega), \omega, 2, 5)) = -0.524 \quad h := 20 \cdot \log\left(\left|\frac{1}{-0.524}\right|\right) \quad h = 5.613 \ .$$

Запасы устойчивости САР составляют: по модулю h = 5,6 дБ и по фазе γ = 0,537 рад = 31°.

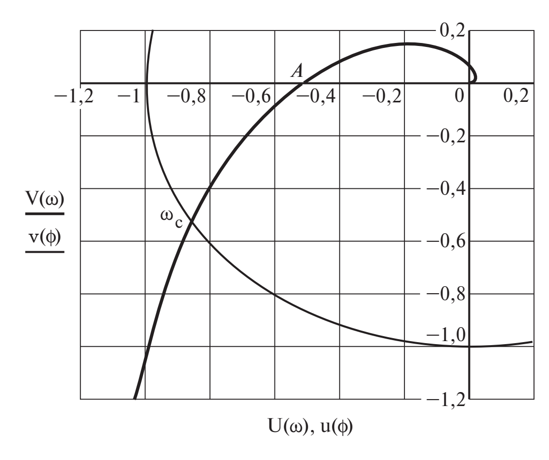


Рис. 7.11. Амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой САР к примеру 7.4

7.6. СУЖДЕНИЕ ОБ УСТОЙЧИВОСТИ САР ПО ЕЕ ЛОГАРИФМИЧЕСКИМ ЧАСТОТНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Широкое применение критерий устойчивости Найквиста получил для суждения об устойчивости САР по логарифмическим частотным характеристикам разомкнутой системы, построение которых, особенно асимптотических, существенно проще, чем построение годографа $W(j\omega)$.

Переходу характеристики $W(j\omega)$ через отрезок вещественной оси $(-\infty, -1]$ соответствует пересечение логарифмической фазочастотной характеристикой разомкнутой системы при $L(\omega) > 0$ одной из линий $\pm(2k + 1)\pi$, где $k = 0, 1, 2, \ldots$ При положительных переходах эти линии пересекаются снизу вверх, при отрицательных — сверху вниз.

Теперь критерий устойчивости Найквиста может быть сформулирован следующим образом: *для устойчивости замкнутой САР необходимо и достаточно, чтобы разность между числами положительных и отрицательных переходов логарифмической фазочастотной характеристикой прямых* $\pm(2k + 1)\pi$ при $k = 0, 1, 2, \ldots$ *в тех областях, где* $L(\omega) > 0$, *была равна* $l/2$, *если* l *— число правых корней характеристического уравнения разомкнутой системы.*

На рис. 7.12 в качестве примера показаны АФХ разомкнутых систем и соответствующие им логарифмические частотные характеристики. Если разомкнутые системы устойчивы ($l = 0$), то на основании критерия Найквиста можно сделать вывод, что характеристики на рис. 7.12, *а* соответствуют устойчивой замкнутой САР, а на рис. 7.12, *б* — неустойчивой.

Для устойчивых систем по логарифмическим частотным характеристикам можно просто определить запасы устойчивости по фазе γ и амплитуде h.

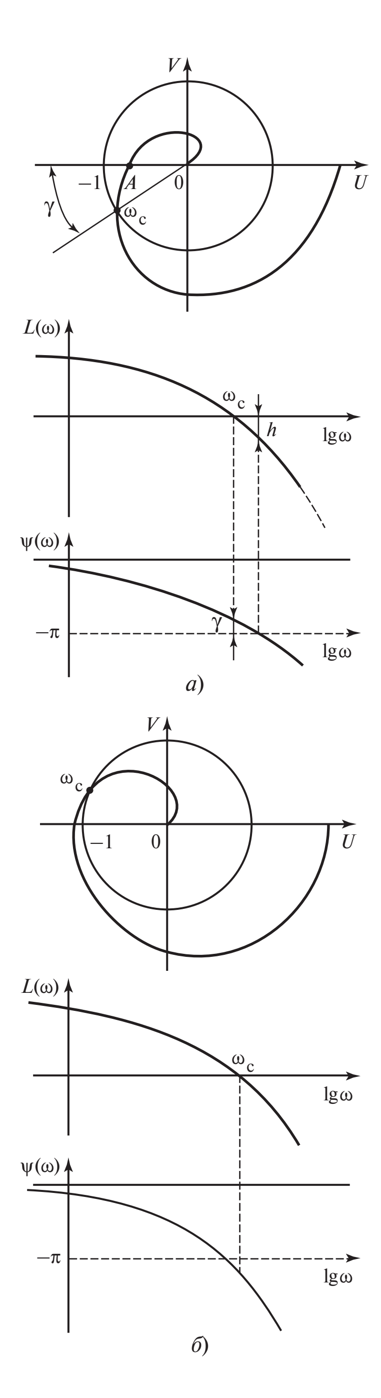


Рис. 7.12. Амплитудно-фазовые и логарифмические частотные характеристики устойчивых разомкнутых САР:

а — замкнутая САР устойчива; *б* — замкнутая САР неустойчива

Пример 7.5. Исследовать устойчивость системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, с помощью критерия Найквиста по логарифмическим частотным характеристикам разомкнутой системы.

По передаточной функции разомкнутой системы (7.32) в среде MathCAD найдем и построим ее логарифмические частотные характеристики (рис. 7.13):

$$T_\phi := 0.4 \quad T_1 := 0.04 \quad T := 0.1414 \quad T_\rho := 0.2 \quad \zeta := 0.884 \quad j := \sqrt{-1}$$

$$W(p) := \frac{1}{T_\varphi \cdot p \cdot (T_1 \cdot p + 1) \cdot (T^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta \cdot T \cdot p + 1) \cdot (T_\rho \cdot p + 1)}$$

$$U(\omega) := \mathrm{Re}(W(j \cdot \omega)) \quad V(\omega) := \mathrm{Im}(W(j \cdot \omega)) \quad A(\omega) := \sqrt{U(\omega)^2 + V(\omega)^2} \quad L(\omega) := 20 \cdot \log(A(\omega))$$

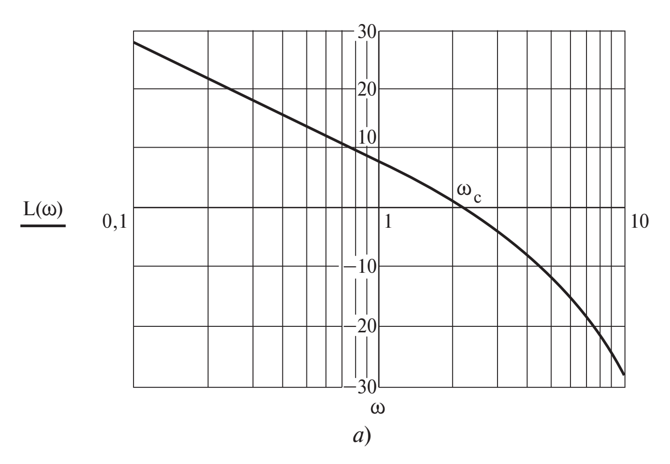
$$W_{23}(p) := \frac{1}{T^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta \cdot T \cdot p + 1}$$

$$U_{23}(\omega) := \mathrm{Re}(W_{23}(j \cdot \omega)) \quad V_{23}(\omega) := \mathrm{Im}(W_{23}(j \cdot \omega))$$

$$\psi_{23}(\omega) := \begin{cases} \mathrm{atan}\left(\dfrac{V_{23}(\omega)}{U_{23}(\omega)}\right) & \text{if } 0 < \omega \le \dfrac{1}{T} \\ -\pi + \mathrm{atan}\left(\dfrac{V_{23}(\omega)}{U_{23}(\omega)}\right) & \text{if } \omega \ge \dfrac{1}{T} \end{cases}$$

$$\psi(\omega) := \frac{-\pi}{2} - \mathrm{atan}(T_1 \cdot \omega) + \psi_{23}(\omega) - \mathrm{atan}(T_\rho \cdot \omega)$$

$$\omega := 0.1, 0.15 .. 10$$



а)

Рис. 7.13. Логарифмические частотные характеристики САР (к примеру 7.5):
а — ЛАХ; *б* — ЛФХ

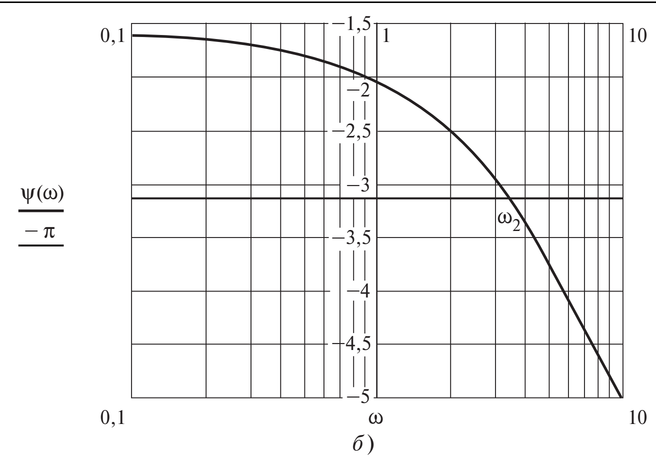


Рис. 7.13. Окончание

При частоте среза ω_c, на которой $L(\omega_c) = 0$, находим запас устойчивости САР по фазе:

$$\omega_c := \text{root}\ (L(\omega), \omega, 1, 4) \quad \omega_c = 2.165 \quad \gamma := \pi + \psi(\omega) \quad \gamma = 0.537 \text{ рад}.$$

При частоте ω_2, на которой $\psi = -\pi$, определяем запас устойчивости САР по модулю (амплитуде):

$$\omega_2 := \text{root}\ (\psi(\omega) + \pi, \omega, 3, 4) \quad \omega_2 = 3.407 \quad h := |L(\omega_2)| \quad h = 5.616.$$

Запасы устойчивости САР по фазе γ = 0,537 рад = 31° и по модулю (амплитуде) h = 5,6 дБ совпадают с ранее найденными в примере 7.4 по годографу $W(j\omega)$.

7.7. УСТОЙЧИВОСТЬ САР С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

К достоинствам критерия Найквиста относится возможность с его помощью исследовать устойчивость систем с распределенными параметрами и систем с запаздыванием, передаточные функции которых являются трансцендентными.

Рассмотрим некоторую одноконтурную САР (рис. 7.14), содержащую в прямой цепи звено чистого запаздывания с передаточной функцией $W_\tau(p) = e^{-p\tau}$.

Частотную передаточную функцию этой системы в разомкнутом состоянии запишем в виде

$$W(j\omega) = A(\omega)e^{j\psi(\omega)} = W_0(j\omega)e^{-j\omega\tau}, \quad (7.33)$$

где

$$W_0(j\omega) = A_0(\omega)e^{j\psi_0(\omega)} \quad (7.34)$$

— соответствующая характеристика *предельной системы* без запаздывания (при $\tau = 0$).

Подставив (7.34) в (7.33), найдем

$$|W(j\omega)| = A(\omega) = A_0(\omega); \quad (7.35)$$

$$\psi(\omega) = \psi_0(\omega) - \omega\tau. \quad (7.36)$$

Таким образом, звено чистого запаздывания, не меняя модуль АФХ разомкнутой системы $A(\omega)$, вносит дополнительный фазовый сдвиг $-\omega\tau$, пропорциональный частоте ω.

Чтобы найти АФХ $W(j\omega)$ разомкнутой системы с запаздыванием, надо каждый вектор годографа $W_0(j\omega)$ предельной сис-

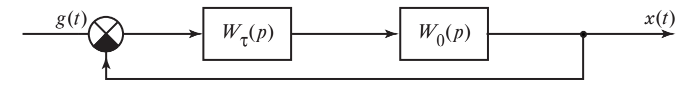


Рис. 7.14. Структурная схема одноконтурной САР с запаздыванием

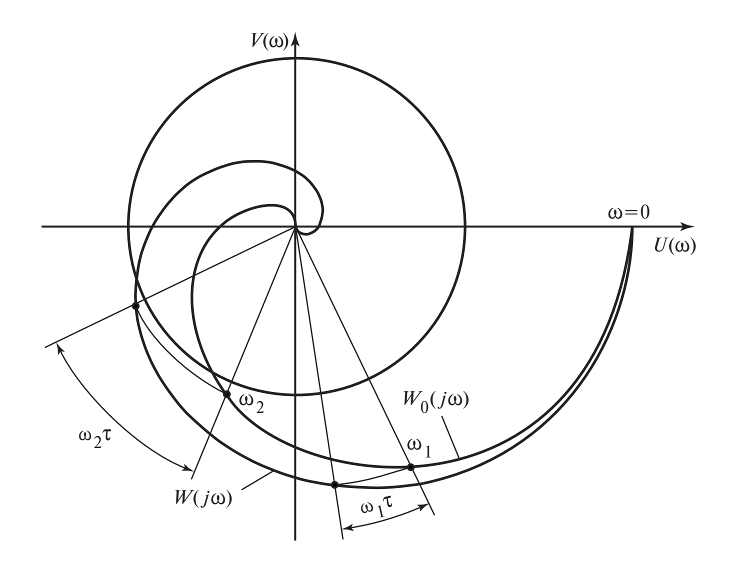


Рис. 7.15. Построение годографа $W_\tau(j\omega)$ САР с запаздыванием по годографу $W_0(j\omega)$ предельной системы без запаздывания

темы повернуть по часовой стрелке на угол $\omega\tau$ (рис. 7.15). С увеличением частоты ω АФХ системы с запаздыванием приближается к критической точке $(-1, j0)$, что может привести к потере устойчивости.

Пусть система без запаздывания устойчива в разомкнутом и замкнутом состояниях, а значит, годограф $W_0(j\omega)$ не охватывает критическую точку (рис. 7.16). Из условия прохождения АФХ $W(j\omega)$ через точку $(-1, j0)$ найдем критическое время запаздывания $\tau_{кр}$ и соответствующее ему значение частоты $\omega_{кр}$, при которых система окажется на границе устойчивости:

$$W(j\omega_{кр}) = A_0(\omega_{кр})e^{j[\psi_0(\omega_{кр}) - \omega_{кр}\tau_{кр}]} = -1, \qquad (7.37)$$

откуда

$$A_0(\omega_{кр}) = 1, \qquad (7.38)$$

$$\psi_0(\omega_{кр}) - \omega_{кр}\tau_{кр} = -\pi. \qquad (7.39)$$

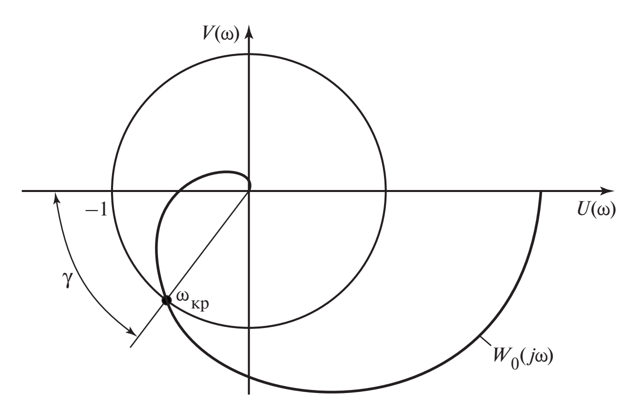


Рис. 7.16. Определение критического времени запаздывания по годографу $W_0(j\omega)$ предельной системы

Из (7.38) найдем значение $\omega_{кр}$, соответствующее точке пересечения годографа $W_0(j\omega)$ с окружностью единичного радиуса, а затем по (7.39) определим *критическое время запаздывания*:

$$\tau_{кр} = \frac{\pi + \psi_0(\omega_{кр})}{\omega_{кр}} = \frac{\gamma}{\omega_{кр}}, \quad (7.40)$$

где γ — запас устойчивости по фазе предельной системы.

Если устойчивость системы регулирования исследуется с помощью логарифмических частотных характеристик, значение $\omega_{кр}$ определяется в точке пересечения ЛАХ разомкнутой системы без запаздывания с осью абсцисс (рис. 7.17). При этой частоте находится запас устойчивости по фазе γ, а затем по формуле (7.40) вычисляется критическое время запаздывания.

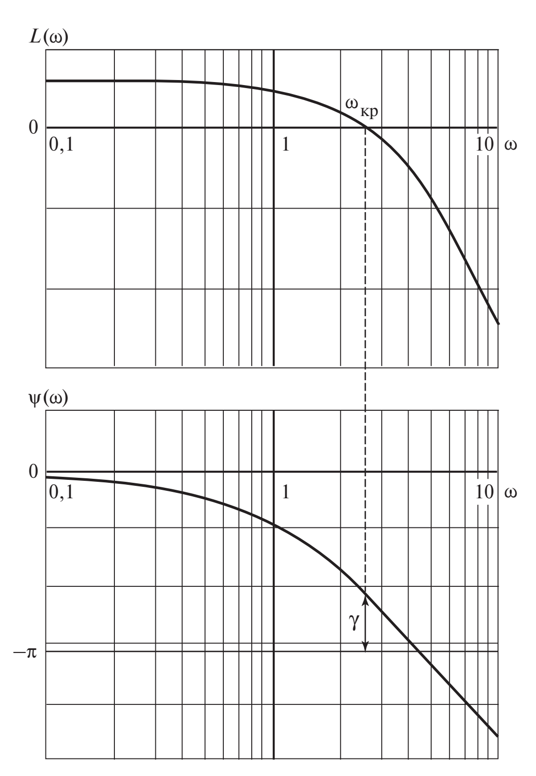


Рис. 7.17. Определение критического времени запаздывания по логарифмическим частотным характеристикам предельной системы

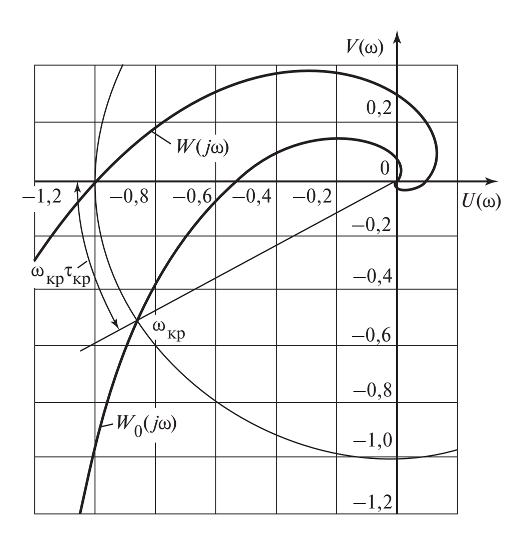


Рис. 7.18. Годографы $W(j\omega)$ САР с критическим временем запаздывания и предельной системы без запаздывания (к примеру 7.6)

Пример 7.6. Найти критическое время запаздывания для предельной системы, заданной в условии примера 7.1.

По полученным в примере 7.5 запасу устойчивости предельной системы регулирования γ = 0,537 рад и частоте $\omega_c = \omega_{кр}$ = 2,165 $с^{-1}$ находим $\tau_{кр} = \gamma / \omega_{кр}$ = 0,537/2,165 = = 0,248 с.

Годографы $W_0(j\omega)$ предельной системы (при τ = 0) и $W(j\omega)$ системы с запаздыванием, находящейся на границе устойчивости (при $\tau = \tau_{кр}$), представлены на рис. 7.18.

7.8. ПОСТРОЕНИЕ ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ САР

Рассмотренные выше критерии Рауса, Гурвица, Михайлова и Найквиста дают возможность при заданных значениях всех параметров системы определить ее устойчивость. С помощью этих же критериев можно также выяснить влияние некоторых параметров на устойчивость системы и построить ее *область устойчивости* в пространстве одного или двух варьируемых параметров. Однако более подходящими для этой цели являются специально разработанные методы: D-разбиения пространства параметров и корневого годографа.

7.8.1. Метод *D*-разбиения пространства параметров

D-разбиением пространства параметров САР называют разбиение его на области D(l), каждая из которых соответствует определенному числу левых (или правых) корней характеристического уравнения системы. Среди всех областей $D(l)$ областью устойчивости является лишь $D(n)$ [или $D(0)$]. Хотя только она и представляет интерес, выделение ее упрощается, если выполнить D-разбиение всего пространства параметров САР.

Методом D-разбиения, предложенным Ю.И. Неймарком в 1948 г., обычно исследуют влияние на устойчивость САР одного или двух параметров, линейно входящих в характеристическое уравнение системы. Ограничимся рассмотрением D-разбиения по одному параметру.

Приведем характеристическое уравнение САР n-го порядка к виду

$$A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0, \qquad (7.41)$$

где ν — параметр, влияние которого исследуется.

Каждому значению параметра ν, который вначале будем принимать комплексным, соответствуют конкретная точка в пространстве (на плоскости) этого параметра и определенные значения всех корней характеристического уравнения системы. При изменении параметра ν будут меняться коэффициенты характеристического уравнения, а значит, и его корни. При некоторых значениях параметра ν корни могут попасть на мнимую ось, которая делит плоскость корней на левую и правую полуплоскости. Соответствующие точки в пространстве параметра ν окажутся при этом на некоторой кривой, являющейся границей D-разбиения, так как при ее пересечении корни характеристического уравнения переходят через мнимую ось.

Таким образом, граница D-разбиения находится подстановкой в характеристическое уравнение (7.41) $p = j\omega$:

$$A(j\omega) = P(j\omega) + \nu Q(j\omega) = 0,$$

откуда

$$\nu = -\frac{P(j\omega)}{Q(j\omega)} = X(\omega) + jY(\omega)\,. \qquad (7.42)$$

Граница D-разбиения строится по (7.42) для положительных значений ω, изменяющихся от 0 до ∞ (сплошная линия на рис. 7.19, *б*). Для $-\infty < \omega < 0$ она зеркально отражается относительно оси абсцисс (штриховая линия).

Граница D-разбиения является отображением на плоскость параметра ν мнимой оси плоскости корней, двигаясь по которой в направлении возрастания ω, будем штриховать ее слева, т.е. со стороны расположения области устойчивости. Обходя границу

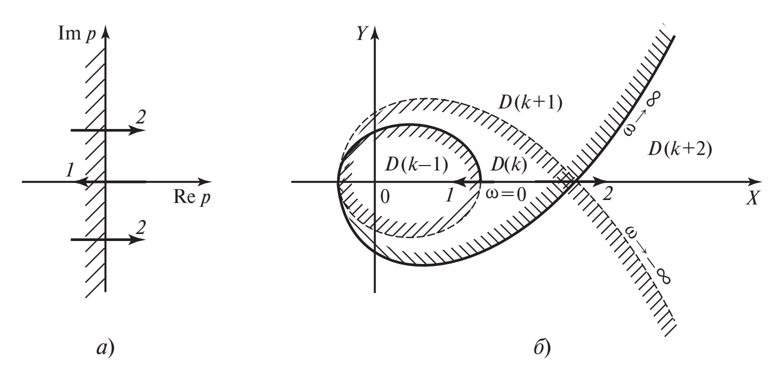


Рис. 7.19. *D*-разбиение плоскости одного комплексного параметра:
а — штриховка мнимой оси плоскости корней характеристического уравнения САР; *б* — граница *D*-разбиения и ее штриховка

D-разбиения при изменении ω от $-\infty$ до $+\infty$, также будем штриховать ее слева.

Если в плоскости ν граница *D*-разбиения пересекается с незаштрихованной стороны на заштрихованную (стрелка *1*), в плоскости корней один из правых корней становится левым. При пересечении границы в противоположном направлении один корень из левой полуплоскости переходит в правую. В точках пересечения сплошной и штриховой ветвей границы *D*-разбиения штриховка оказывается двойной. Пересечению ее соответствует переход мнимой оси двумя корнями (стрелка *2*).

После нанесения штриховки на границу *D*-разбиения проводится разметка областей $D(l)$. Для этого произвольно выбранную область обозначим $D(k)$ и, переходя в плоскости ν из этой области во все остальные, определим значения параметра l в них по числу пересечений границы *D*-разбиения и направлениям штриховки.

Претендентом на область устойчивости будет, очевидно, область с наибольшим (или наименьшим) значением l. Чтобы установить, является ли она действительно областью устойчивости, надо выбрать какое-нибудь значение параметра ν в этой области, подставить его в характеристическое уравнение (7.41) и проверить выполнение любого критерия устойчивости. При положительном результате проверки область-претендент является областью устойчивости САР. Если критерий не выполняется, то это означает, что систему нельзя сделать устойчивой изменением только параметра ν и надо изменить другие ее параметры или структуру системы либо и то и другое.

Так как изменяемый параметр ν является на самом деле вещественным, то физический смысл имеет только отрезок действительной оси, принадлежащий области устойчивости. Если этот параметр к тому же может принимать только положительные значения, являясь, например, постоянной времени какого-нибудь звена САР, отрезок устойчивости весь располагается правее начала координат.

Пример 7.7. Найти методом *D*-разбиения область устойчивости системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, в пространстве параметра T_φ.

Обозначим $\nu = T_\varphi$ и представим характеристическое уравнение САР в виде $A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0$. Вычисления и построение границы *D*-разбиения выполним в MathCAD:

$$T_1 := 0.04 \quad T_2 := 0.08 \quad T_3 := 0.25 \quad T_\rho := 0.2 \quad j := \sqrt{-1}$$

$$A(p) := \begin{pmatrix} \nu\cdot p & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & T_1\cdot p+1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & T_2\cdot p+1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & T_3\cdot p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & T_\rho\cdot p+1 \end{pmatrix}$$

$$|A(p)| \left|\begin{matrix}\text{collect}, \nu \\ \text{float}, 3\end{matrix}\right. \to (0.160\text{e}{-3}\cdot p^5 + 0.880\text{e}{-1}\cdot p^3 + 0.49\cdot p^2 + p + 0.680\text{e}{-2}\cdot p^4)\cdot\nu + 1$$

$$P(p) := 1 \quad Q(p) := 0.160\text{e}{-3}\cdot p^5 + 0.880\text{e}{-1}\cdot p^3 + 0.49\cdot p^2 + p + 0.680\text{e}{-2}\cdot p^4$$

$$\nu(p) := \frac{-P(p)}{Q(p)} \quad X(\omega) := \mathrm{Re}(\nu(j\cdot\omega)) \quad Y(\omega) := \mathrm{Im}(\nu(j\cdot\omega))$$

Границу *D*-разбиения (рис. 7.20, *а*) при возрастании ω от $-\infty$ до $+\infty$ штрихуем слева. Размечаем области *D*-разбиения по числу правых корней. Претендентом на область устойчивости является область с наименьшим числом правых корней, т.е. $D(m-1)$.

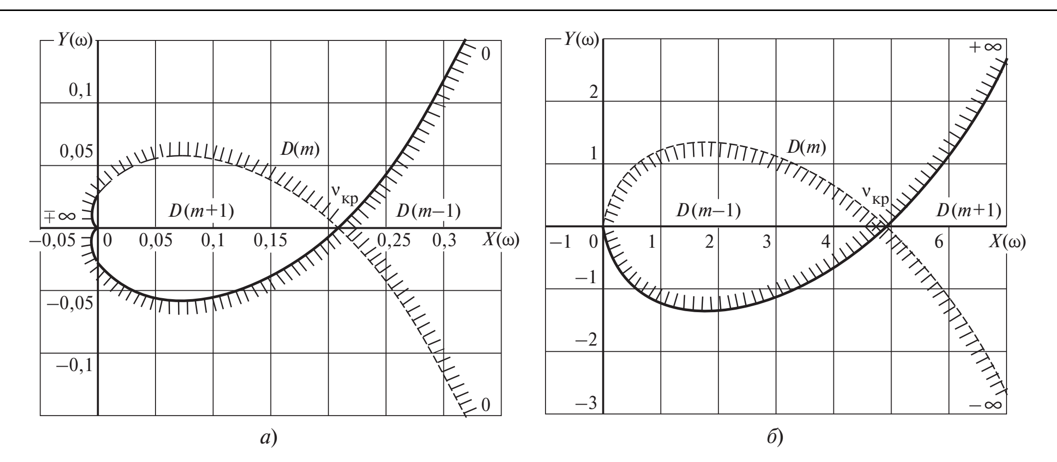


Рис. 7.20. Построение области устойчивости САР методом *D*-разбиения:
а — $\nu = T_\varphi$; *б* — $\nu = 1/T_\varphi$

Ранее (см. примеры 7.1—7.4) было показано, что для одного из значений параметра $\nu = T_\varphi$ в области-претенденте, а именно для $\nu = T_\varphi$ = 0,4 с, САР устойчива, следовательно, $D(m-1)$ является областью устойчивости. Так как постоянная времени ротора T_φ может принимать только вещественные значения, то областью устойчивости является отрезок действительной оси $\nu_{кр} < \nu < \infty$, принадлежащий области $D(m-1)$.

Точное значение $\nu_{кр}$ — левой границы области устойчивости — найдем как абсциссу точки пересечения действительной оси границей D-разбиения:

$$X(\text{root}\,(Y(\omega), \omega, 2, 4)) = 0.21\,.$$

Следовательно, САР устойчива при 0,21 с < $< T_\varphi < \infty$.

Так как $T_\varphi = J\delta\omega_0/M_0 = \delta T_\psi$, то, приняв, например, T_ψ = 10 с, получим область устойчивости САР по ее степени неравномерности регулирования частоты вращения ротора $0{,}021 < \delta < \infty$.

Если граница D-разбиения находится без использования MathCAD, то в характеристическом уравнении САР $A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0$ в качестве варьируемого параметра следует выбрать $\nu = 1/T_\varphi$ для того, чтобы степень полинома $Q(p)$ была меньше степени полинома $P(p)$. Тогда получим

$$Q(p) = 1;$$
$$P(p) = b_0 p^5 + b_1 p^4 + b_2 p^3 + b_3 p^2 + b_4 p.$$

Здесь $b_i = a_i/T_\varphi$ $(i = 0, 1, \ldots, 4)$, где a_i — коэффициенты характеристического уравнения САР, найденные в примере 7.1. Следовательно, имеем:

$$b_0 = 1{,}6 \cdot 10^{-4};\quad b_1 = 6{,}8 \cdot 10^{-3};$$
$$b_2 = 0{,}088;\quad b_3 = 0{,}49;\quad b_4 = 1.$$

Границу D-разбиения по уравнению (7.42), где

$$X(\omega) = -b_0\omega^4 + b_3\omega^2;$$
$$Y(\omega) = \omega(-b_0\omega^4 + b_2\omega^2 - b_4),$$

построим (рис. 7.20, *б*) для положительных значений ω (сплошная линия), а затем зеркально отразим ее относительно оси абсцисс для отрицательных значений ω (штриховая линия).

Далее нанесем штриховку, проведем разметку и определим область — претендент на область устойчивости. Так как при $\nu = 1/T_\varphi$ = = 1/0,4 = 2,5 1/с САР устойчива, то областью устойчивости является отрезок действительной оси $0 < \nu < \nu_{кр}$. Точное значение $\nu_{кр}$ определяется из условий: $Y(\omega_{кр}) = 0$ и $\nu_{кр} = X(\omega_{кр})$, откуда найдем последовательно $\omega_{кр}$ = 3,407 и $\nu_{кр}$ = 4,77. Таким образом, областью устойчивости САР является отрезок $0 < 1/T_\varphi < 4{,}77$ 1/с или окончательно 0,21 с < $T_\varphi < \infty$, что, конечно, совпадает с ранее полученным результатом.

7.8.2. Метод корневого годографа

Корневым годографом называется совокупность траекторий корней характеристического уравнения при изменении одного из параметров САР от 0 *до* ∞.

Представим, как и ранее, характеристическое уравнение САР n-го порядка в виде

$$A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0, \qquad (7.43)$$

где $P(p)$ и $Q(p)$ — полиномы степеней n и r; ν — исследуемый параметр, который выберем таким образом, чтобы коэффициенты при старших степенях p в полиномах $P(p)$ и $Q(p)$ обращались в единицу и выполнялось условие $n > r$.

Корни уравнения $A(p) = 0$ обозначим через p_i, $P(p) = 0$ — через z_i и $Q(p) = 0$ — через q_i. Тогда уравнение (7.43) можно записать в виде

$$\prod_{i=1}^{n}(p - z_i) + \nu\prod_{i=1}^{r}(p - q_i) = 0 \qquad (7.44)$$

или при $\nu \neq 0$

$$\frac{1}{\nu}\prod_{i=1}^{n}(p - z_i) + \prod_{i=1}^{r}(p - q_i) = 0\,. \qquad (7.45)$$

Так как корни характеристического уравнения $A(p) = 0$ являются вещественными или комплексно-сопряженными, то корневой годограф симметричен относительно оси абсцисс. Из (7.44) и (7.45), кроме того, следует, что при $\nu = 0$ корни p_i совпадают с z_i, а при $\nu \to \infty$ совпадают с q_i или уходят в бесконечность. Иными словами, корневой годограф состоит из n ветвей, начинающихся при $\nu = 0$ в корнях уравнения $P(p) = 0$. Из них r ветвей при $\nu \to \infty$ заканчиваются в корнях уравнения $Q(p) = 0$, а остальные $n - r$ ветвей уходят в бесконечность (рис. 7.21).

В [47] показано, что направление ветвей, уходящих в бесконечность, определяется *асимптотическим корневым годографом*,

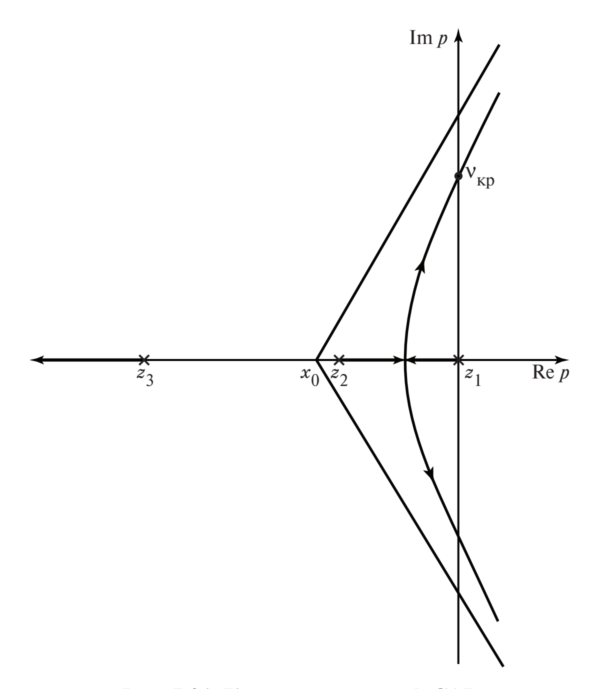


Рис. 7.21. Корневой годограф САР

который представляет собой симметричную $(n - r)$-лучевую звезду с центром в точке

$$x_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} z_i - \sum_{i=1}^{r} q_i}{n-r}. \qquad (7.46)$$

Углы между лучами звезды равны $2\pi/(n-r)$, а ближайшие к положительной действительной полуоси лучи образуют с ней углы $\pi/(n-r)$.

При изменении параметра ν от 0 до ∞ корни перемещаются либо по действительной оси, либо по комплексной плоскости. Чтобы найти направление движения вещественных корней, запишем уравнение (7.46) в виде

$$\frac{P(p)}{Q(p)} = f(p) = -\nu.$$

Тогда эти корни представятся абсциссами точек пересечения кривой $f(p)$ с прямой $-\nu$, и надо проследить за их изменением при увеличении ν.

Точки отделения ветвей годографа от действительной оси найдутся как точки экстремума функции $f(p)$, в которых $\mathrm{d}f(p)/\mathrm{d}p = 0$ или в развернутом виде

$$Q(p)\frac{\mathrm{d}P(p)}{\mathrm{d}p} - P(p)\frac{\mathrm{d}Q(p)}{\mathrm{d}p} = 0.$$

Критические значения параметра ν, при которых система оказывается на границе устойчивости, определяются в точках пересечения ветвями корневого годографа мнимой оси.

Пример 7.8. Найти методом корневого годографа область устойчивости системы регулирования, заданной в условии примера 7.1, в пространстве параметра T_φ.

Представим характеристическое уравнение САР в виде (7.43), выбрав параметр ν таким образом, чтобы степень полинома $P(p)$ была больше степени полинома $Q(p)$ и коэффициенты при старших степенях этих полиномов обратились в единицу. Эти условия будут выполнены, если принять

$$\nu = \frac{1}{T_\varphi T_1 T_2 T_3 T_\rho} = \frac{6250}{T_\varphi}.$$

Тогда

$$P(p) = p^5 + 42{,}5p^4 + 550p^3 + 3062{,}5p^2 + 6250p;$$

$$Q(p) = 1.$$

Корни уравнения $P(p) = 0$, в которых начинаются ветви годографа (рис. 7.22), находим, используя встроенную функцию polyroots(v) MathCAD, где v — вектор, составленный из коэффициентов полинома $P(p)$:

$$z_1 = 0; \quad z_2 = -5;$$

$$z_{3,4} = -6{,}25 \pm j3{,}307; \quad z_5 = -25.$$

Так как степень полинома $Q(p)$ равна нулю, то асимптотический корневой годограф представляет собой симметричную пятилучевую звезду с центром в точке

$$x_0 = \frac{\sum_{i=1}^{n} z_i}{5} = -8{,}5.$$

Траектории корней характеристического уравнения САР при изменении варьируемого параметра ν от нуля до достаточно больших значений, найденные с помощью компьютера, показаны на рис. 7.22, откуда следует, что область устойчивости САР имеет вид $0 < \nu < \nu_{кр}$.

Критическое значение параметра $\nu_{кр}$ найдем из условия, что при $\nu = \nu_{кр}$ характеристическое уравнение САР имеет пару мнимых корней $\pm j\omega_{кр}$, т.е.

$$A(j\omega_{кр}) = P(j\omega_{кр}) + \nu_{кр}Q(j\omega_{кр}) = X(\nu_{кр}, \omega_{кр}) + jY(\omega_{кр}) = 0,$$

откуда имеем

$$X(\nu_{кр}, \omega_{кр}) = 42{,}5\omega_{кр}^4 - 3062{,}5\omega_{кр}^2 + \nu_{кр} = 0;$$

$$Y(\omega_{кр}) = \omega_{кр}(\omega_{кр}^4 - 550\,\omega_{кр}^2 + 6250) = 0.$$

Из второго уравнения найдем $\omega_{кр}^2 = 11{,}61$. Подставив это значение в первое уравнение, получим $\nu_{кр} = 29827$. Отсюда следует оконча-

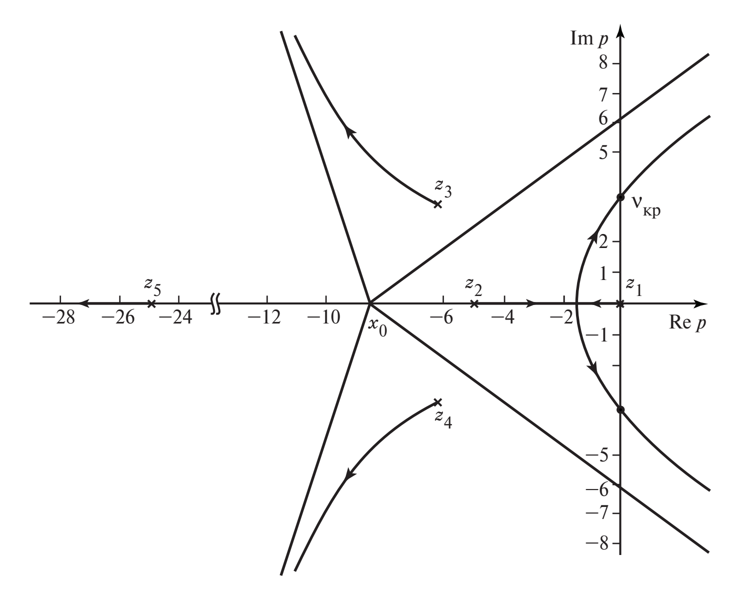


Рис. 7.22. Построение области устойчивости САР методом корневого годографа

тельно, что система регулирования будет устойчивой при изменении постоянной времени ротора T_φ в диапазоне

$$\frac{6250}{\nu_{кр}} < T_\varphi < \infty,$$

или

$$0{,}21 \text{ с} < T_\varphi < \infty,$$

что совпадает с результатом, полученным в примере 7.7 методом D-разбиения пространства параметров.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какова переходная составляющая процесса регулирования асимптотически устойчивой САР?
2. Какому условию, необходимому и достаточному для устойчивости САР, должны удовлетворять корни ее характеристического уравнения?
3. Какова геометрическая интерпретация необходимого и достаточного условия устойчивости САР?
4. Почему для определения устойчивости САР не требуется находить корни ее характеристического уравнения?
5. О чем свидетельствует выполнение любого критерия устойчивости САР?
6. Какое условие является необходимым, но не достаточным для устойчивости САР?
7. Сформулируйте критерий устойчивости Рауса.
8. Сформулируйте критерий устойчивости Гурвица.
9. При каких условиях САР будет находиться на границе устойчивости?
10. Сформулируйте критерий устойчивости Гурвица в модификации Льенара—Шипара.
11. Что составляет содержание принципа аргумента?
12. Сформулируйте критерий устойчивости Михайлова.
13. Как критерий устойчивости Михайлова связан с принципом аргумента?
14. Каковы условия нахождения САР на границе устойчивости, вытекающие из критерия устойчивости Михайлова?
15. Приведите две формулировки критерия устойчивости Михайлова.
16. Сформулируйте критерий устойчивости Найквиста для САР, устойчивой или астатичной в разомкнутом состоянии.
17. Как определяются запасы устойчивости САР по модулю (амплитуде) и по фазе?
18. Как можно судить об устойчивости САР по ее логарифмическим частотным характеристикам в разомкнутом состоянии?

19. Как определяется устойчивость САР с запаздыванием?
20. Что называется *D*-разбиением пространства параметров САР?
21. Что представляет собой граница *D*-разбиения пространства параметров САР и как она находится?
22. Каково правило штриховки границы *D*-разбиения?
23. Как определяется претендент на область устойчивости САР?
24. Как установить, является ли претендент на область устойчивости действительно областью устойчивости САР?
25. Что называется корневым годографом САР?
26. Сколько ветвей (траекторий) имеет корневой годограф САР, где они начинаются и заканчиваются?
27. Почему корневой годограф САР симметричен относительно оси абсцисс?
28. Что представляет собой асимптотический корневой годограф САР?
29. Как определить область устойчивости САР по ее корневому годографу?

Глава восьмая

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Устойчивость является необходимым, но недостаточным условием качественного функционирования систем автоматического регулирования. Кроме затухания переходного процесса необходимо для наиболее часто встречающихся или наиболее тяжелых для системы воздействий (задающих или возмущающих) обеспечить требуемые *показатели качества переходного процесса* — точность, колебательность, перерегулирование, длительность и др.

Как было отмечено в § 7.1, полное решение дифференциального уравнения линейной САР (7.1):

$$A(p)x(t) = K(p)g(t) + N(p)f(t)$$

может быть представлено в виде

$$x(y) = x_{п}(t) + x_{в}(t).$$

Отсюда следует, что переходный процесс определяется как переходной, так и вынужденной составляющими решения, зависящими от характера внешних воздействий и оцениваемыми, как правило, раздельно.

Показатели качества могут быть определены либо прямыми методами, т.е. непосредственно по кривой переходного процесса, полученной расчетным путем или экспериментально, либо косвенными методами по другим характеристикам системы. *Прямые методы* чаще используются при решении задачи *анализа* системы, когда требуется выяснить, насколько система удовлетворяет предъявляемым к ней требованиям. *Косвенные методы* чаще используются в задаче *синтеза*, т.е. выбора структуры и параметров системы в соответствии с заданными показателями качества.

Рассмотрим основные расчетные методы построения переходного процесса в системе автоматического регулирования.

8.1. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ИНТЕГРИРОВАНИЕМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ САР

Переходный процесс в линейной САР может быть построен непосредственным интегрированием дифференциального уравнения (7.1) при заданных начальных условиях и приложенных к системе задающем и возмущающем воздействиях.

Не снижая общности задачи, можно принять $g(t) = 0$, так как вследствие принципа суперпозиции переходный процесс представляет собой сумму реакций системы на каждое из воздействий $g(t)$ и $f(t)$ в отдельности.

Одним из наиболее тяжелых возмущающих воздействий для системы автоматического регулирования турбины является *скачкообразный сброс* или *наброс нагрузки.* В этом случае неоднородное дифференциальное уравнение (7.1) можно привести к однородному, рассматривая в качестве начального момент времени сразу после скачка, т.е. $t = 0 + \varepsilon$, где ε — сколь угодно малая положительная величина, и отсчитывая обобщенные координаты системы от значений, принимаемых ими на новом установившемся режиме после завершения переходного процесса.

Найдем переходный процесс в системе n-го порядка, описываемый однородным дифференциальным уравнением

$$A(p)x(t) = 0 \qquad (8.1)$$

с ненулевыми начальными условиями $x(0)$, $x'(0)$, …, $x^{(n-1)}(0)$, так как в противном случае уравнение (8.1) имеет тривиальное решение $x(t) \equiv 0$.

Решение этого уравнения имеет вид

$$x(t) = \sum_{k=1}^{n} C_k e^{p_k t} \qquad (8.2)$$

и содержит n постоянных интегрирования, которые определяются из начальных условий. Для этого, продифференцировав решение (8.2) $n - 1$ раз и положив в выражениях для $x(t)$, $x'(t)$, …, $x^{(n-1)}(t)$ $t = 0$, получим неоднородную систему алгебраических уравнений:

$$\left.\begin{aligned} &C_1 + C_2 + \ldots + C_n = x(0); \\ &p_1 C_1 + p_2 C_2 + \ldots + p_n C_n = x'(0); \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ &p_1^{n-1} C_1 + p_2^{n-1} C_2 + \ldots + p_n^{n-1} C_n = \\ &= x^{(n-1)}(0), \end{aligned}\right\} \qquad (8.3)$$

откуда

$$C_k = \Delta_k / \Delta \ (k = 1, 2, \ldots, n), \qquad (8.4)$$

где

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \ldots & 1 \\ p_1 & p_2 & \cdots & p_n \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ p_1^{n-1} & p_2^{n-1} & \ldots & p_n^{n-1} \end{vmatrix}; \qquad (8.5)$$

$$\Delta_k = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \ldots & 1 & x(0) & 1 & \ldots & 1 \\ p_1 & p_2 & \cdots & p_{k-1} & x'(0) & p_{k+1} & \cdots & p_n \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ p_1^{n-1} & p_2^{n-1} & \ldots & p_{k-1}^{n-1} & x^{(n-1)}(0) & p_{k+1}^{n-1} & \ldots & p_n^{n-1} \end{vmatrix}. \qquad (8.6)$$

Пример 8.1. Построить переходный процесс регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети. Система регулирования турбины с двумя звеньями усиления выполнена, как показано на рис. 2.10, и описывается уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} &\text{ротора} \\ &\quad T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} = \mu_2 - f(t); \\ &\text{промежуточного сервомотора} \\ &\quad T_1 \frac{d\mu_1}{dt} + \mu_1 = -\varphi - \mu_2; \\ &\text{главного сервомотора} \\ &\quad T_2 \frac{d\mu_2}{dt} = \mu_1. \end{aligned}\right\} \qquad (8.7)$$

Перейдем к *безразмерному времени* $\tau = t/T_\varphi$, введем оператор дифференцирования $p = d/d\tau$ и перепишем уравнения системы в виде:

$$\left.\begin{aligned} &p\varphi = \mu_2 - f(t); \\ &(\tau_1 p + 1)\mu_1 = -\varphi - \mu_2; \\ &\tau_2 p \mu_2 = \mu_1, \end{aligned}\right\} \qquad (8.8)$$

где $\tau_1 = T_1/T_\varphi$ и $\tau_2 = T_2/T_\varphi$ — относительные постоянные времени сервомоторов.

Исключив из уравнений (8.8) переменные μ_1 и μ_2, получим

$$A(p)\varphi(\tau) = N(p)f(\tau), \qquad (8.9)$$

где

$$A(p) = \begin{vmatrix} p & 0 & -1 \\ 1 & \tau_1 p + 1 & 1 \\ 0 & -1 & \tau_2 p \end{vmatrix} = \tau_1\tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1 \ ;$$

$$N(p) = \begin{vmatrix} -1 & 0 & -1 \\ 0 & \tau_1 p + 1 & 1 \\ 0 & -1 & \tau_2 p \end{vmatrix} = -(\tau_1\tau_2 p^2 + \tau_2 p + 1) \ .$$

Так как для случая мгновенного сброса полной нагрузки

$$f(\tau) = \begin{cases} 1 & \text{при } \tau < 0; \\ 0 & \text{при } \tau > 0, \end{cases} \qquad (8.10)$$

то, принимая в качестве начального момент времени сразу за скачком нагрузки, (8.9) можно привести к однородному уравнению

$$A(p)\varphi(\tau) = 0, \qquad (8.11)$$

или более подробно

$$(\tau_1\tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1)\varphi(\tau) = 0. \qquad (8.12)$$

Примем значения относительных постоянных времени промежуточного и главного сервомоторов $\tau_1 = 0{,}2$ и $\tau_2 = 0{,}7$.

Характеристическое уравнение системы

$$A(p) = \tau_1\tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1 = 0$$

при этих значениях коэффициентов принимает вид

$$p^3 + 5p^2 + 7{,}143p + 7{,}143 = 0.$$

Его корни составляют:

$$p_1 = -3{,}556; \quad p_{2,\,3} = \alpha \pm j\beta = -0{,}722 \pm j1{,}220.$$

Так как среди корней характеристического уравнения имеется пара комплексно-сопряженных, решение дифференциального уравнения (8.12) будем искать в виде

$$\varphi(\tau) = Ce^{p_1\tau} + e^{\alpha\tau}(A\cos\beta\tau + B\sin\beta\tau)\,. \qquad (8.13)$$

Постоянные интегрирования определим из начальных условий. За начало отсчета координат примем их значения на новом установившемся режиме работы. В рассматриваемом случае сброса нагрузки с отключением генератора от сети этим режимом будет холостой ход.

Если турбина до сброса нагрузки работала с номинальной мощностью, то в момент времени сразу после сброса имеем:

$$\left.\begin{aligned} &\varphi(0) = \left.\frac{\Delta n}{\delta n_0}\right|_{\tau=0} = \frac{n_{\text{н.н}} - n_{\text{х.х}}}{\delta n_0} = -1; \\ &p\varphi(0) = \mu_2(0) = \left.\frac{\Delta z}{z_0}\right|_{\tau=0} = \\ &= \frac{z_{\text{н.н}} - z_{\text{х.х}}}{z_0} = 1; \\ &p^2\varphi(0) = p\mu_2(0) = \mu_1(0)/\tau_2 = \\ &= (-\varphi(0) - \mu_2(0))/\tau_2 = 0. \end{aligned}\right\} (8.14)$$

Продифференцировав (8.13) 2 раза и положив в выражениях для $\varphi(\tau)$, $p\varphi(\tau)$ и $p^2\varphi(\tau)$ $\tau = 0$, получим

$$C + A = -1;$$
$$p_1 C + \alpha A + \beta B = 1;$$
$$p_1^2 C + (\alpha^2 - \beta^2)A + 2\alpha\beta B = 0,$$

откуда находим

$$C = \Delta_1/\Delta = -0{,}69/11{,}61 = -0{,}059;$$
$$A = \Delta_2/\Delta = -10{,}92/11{,}61 = -0{,}941;$$
$$B = \Delta_3/\Delta = 1{,}04/11{,}61 = 0{,}090.$$

Таким образом,

$$\varphi(\tau) = -0{,}059e^{-3{,}556\tau} +$$
$$+ e^{-0{,}722\tau}(-0{,}941\cos 1{,}22\tau + 0{,}090\sin 1{,}22\tau).$$

Движение главного сервомотора в переходном процессе описывается уравнением

$$\mu_2(\tau) = p\varphi(\tau) =$$
$$= C_\mu e^{p_1\tau} + e^{\alpha\tau}(A_\mu\cos\beta\tau + B_\mu\sin\beta\tau)$$

или после определения и подстановки постоянных интегрирования

$$C_\mu = p_1 C = 0{,}210;$$
$$A_\mu = \alpha A + \beta B = 0{,}790;$$
$$B_\mu = \alpha B - \beta A = 1{,}083$$

следующим образом:

$$\mu_2(\tau) = 0{,}210e^{-3{,}556\tau} +$$
$$+ e^{-0{,}722\tau}(0{,}790\cos 1{,}22\tau + 1{,}083\sin 1{,}22\tau).$$

Постоянные интегрирования в уравнении кривой движения отсечного золотника главного сервомотора

$$\sigma(\tau) = \mu_1(\tau) = \tau_1 p \mu_2(\tau) =$$
$$= C_\sigma e^{p_1 \tau} + e^{\alpha\tau}(A_\sigma \cos\beta\tau + B_\sigma \sin\beta\tau)$$

найдутся по соотношениям

$$C_\sigma = \tau_2 p_1^2 C;$$
$$A_\sigma = \tau_2((\alpha^2 - \beta^2)A + 2\alpha\beta B);$$
$$B_\sigma = \tau_2((\alpha^2 - \beta^2)B + 2\alpha\beta A)),$$

откуда

$$C_\sigma = -0{,}526; \quad A_\sigma = 0{,}526; \quad B_\sigma = -1{,}220,$$

что дает окончательно

$$\sigma(\tau) = -0{,}526e^{-3{,}556\tau} +$$
$$+ e^{-0{,}722\tau}(0{,}526\cos 1{,}22\tau - 1{,}220\sin 1{,}22\tau).$$

Кривые изменения частоты вращения φ, движения главного сервомотора μ_2 и отклонения отсечного золотника σ от среднего положения по соответствующим уравнениям построены на рис. 8.1 до момента относительного времени, когда поршень главного сервомотора достигнет нижнего крайнего положения, соответствующего полному закрытию регулирующих клапанов (принято $\mu_{2мин} = -0{,}07$). После этого в течение некоторого времени главный сервомотор остается в неизменном положении, а турбина выбегает с постоянным отрицательным угловым ускорением до тех пор, пока не поступит сигнал на открытие сервомотора.

Очевидно, что с момента полного закрытия регулирующих клапанов движение ротора турбины и элементов системы регулирования уже не будет подчиняться ранее найденным зависимостям.

Проинтегрировав уравнение движения ротора турбины $p\varphi = \mu_2$ при $\mu_2 = -0{,}07 = \text{const}$, найдем

$$\varphi_I = \varphi_I(0) - 0{,}07\tau_I = 0{,}174 - 0{,}07\tau_I,$$

где $\tau_I = 0$ в момент закрытия регулирующих клапанов, т.е. при $\tau = 2{,}3$, когда $\varphi_I(0) = 0{,}174$.

Решение неоднородного дифференциального уравнения движения золотника главного сервомотора, выполненного как одно целое с сервомотором первого звена усиления,

$$(\tau_1 p + 1)\mu_{1I} = -\varphi_I - \mu_{2I}$$

может быть найдено методом вариации постоянной.

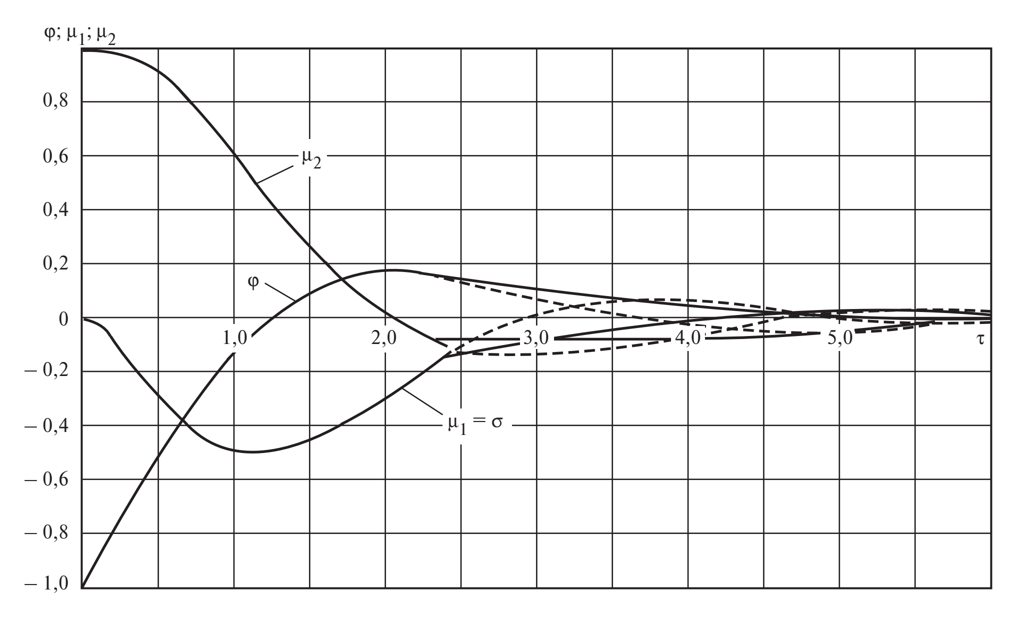


Рис. 8.1. Кривые переходного процесса регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки

Подставив значения φ_I и μ_{2I} в это уравнение:

$$(\tau_1 p + 1)\mu_{1I} = -0{,}174 + 0{,}07\tau_I + 0{,}07 = \\ = -0{,}104 + 0{,}07\tau_I,$$

будем искать его решение в виде $\mu_{1I} = C(\tau_I)e^{-\tau_I/\tau_1}$. Тогда

$$pC(\tau_I) = \frac{-0{,}104 + 0{,}07\tau_I}{\tau_1} e^{\tau_I/\tau_1},$$

откуда

$$C(\tau_I) = e^{\tau_I/\tau_1}(0{,}07\tau_I - 0{,}07\tau_1 - 0{,}104) + C_I.$$

Положив $\tau_I = 0$, найдем $C_I = -0{,}053$, и окончательно

$$\mu_{1I} = 0{,}07\tau_I - 0{,}118 - 0{,}053e^{-\tau_I/\tau_1}.$$

При $\tau_I = 1{,}7$ ($\tau = 4{,}0$) золотник возвращается в среднее положение. С этого момента $\tau_{II} = 0$ вновь выполняются первоначально найденные зависимости, характеризующие движение ротора турбины и элементов системы регулирования.

Новые постоянные интегрирования определятся из условий:

$$\varphi_{II}(0) = 0{,}055; \quad \mu_{2II}(0) = -0{,}07; \quad \mu_{1II}(0) = 0$$

аналогично тому, как это было сделано на начальном участке переходного процесса (при $0 < \tau < 2{,}3$).

Опустив вычисления, запишем окончательно

$$\varphi_{II}(\tau) = 0{,}0011e^{-3{,}556\tau_{II}} + e^{-0{,}722\tau_{II}} \times \\ \times (0{,}0543\cos 1{,}22\tau_{II} - 0{,}022\sin 1{,}22\tau_{II});$$

$$\mu_{2II}(\tau) = -0{,}0038e^{-3{,}556\tau_{II}} + e^{-0{,}722\tau_{II}} \times \\ \times (-0{,}0662\cos 1{,}22\tau_{II} - 0{,}0503\sin 1{,}22\tau_{II});$$

$$\sigma_{II}(\tau) = \mu_{1II}(\tau) = 0{,}0095e^{-3{,}556\tau_{II}} + e^{-0{,}722\tau_{II}} \times \\ \times (-0{,}0095\cos 1{,}22\tau_{II} + 0{,}0819\sin 1{,}22\tau_{II}).$$

Кривые переходного процесса в системе регулирования изображены на рис. 8.1 сплошными линиями. При отсутствии ограничения хода главного сервомотора они шли бы так, как показано штриховыми линиями.

8.2. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА С ПОМОЩЬЮ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЛАПЛАСА

Как следует из § 8.1, при построении переходного процесса непосредственным интегрированием дифференциального уравнения САР наибольшие трудности связаны с определением постоянных интегрирования.

Существенное упрощение задачи достигается использованием преобразования Лапласа.

Рассмотрим вначале случай, когда динамика САР описывается однородным дифференциальным уравнением

$$A(p)x(t) = 0 \tag{8.15}$$

с ненулевыми начальными условиями.

Пусть характеристическое уравнение имеет вид

$$A(p) = p^n + a_1 p^{n-1} + \ldots + a_n = 0, \tag{8.16}$$

т.е. примем $a_0 = 1$, что, конечно, не снижает общности задачи.

Преобразуем уравнение (8.15) по Лапласу:

$$p^n L[x(t)] - x(0)p^{n-1} - x'(0)p^{n-2} - \ldots \\ \ldots - x^{(n-1)}(0) + a_1\{p^{n-1}L[x(t)] - \\ -x(0)p^{n-2} - x'(0)p^{n-3} - \ldots - x^{(n-2)}(0)\} + \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ + a_{n-1}\{pL[x(t)] - x(0)\} + a_n L[x(t)] = 0,$$

или в более компактной записи

$$A(p)L[x(t)] = M_н(p). \tag{8.17}$$

Здесь

$$M_н(p) = c_1 p^{n-1} + c_2 p^{n-2} + \ldots + c_n \tag{8.18}$$

— полином, коэффициенты которого, зависящие от начальных условий, подсчитываются по формулам

$$\left.\begin{aligned} &c_1 = x(0); \\ &c_2 = x'(0) + a_1 x(0); \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ &c_n = x^{(n-1)}(0) + a_1 x^{(n-2)}(0) + \ldots \\ &\ldots + a_{n-1} x(0). \end{aligned}\right\} \quad (8.19)$$

Из (8.17) найдем изображение по Лапласу искомого переходного процесса

$$L[x(t)] = M_{\text{н}}(p)/A(p), \qquad (8.20)$$

по которому необходимо определить сам переходный процесс — оригинал $x(t)$.

Предположим, что характеристическое уравнение $A(p) = 0$ не имеет кратных корней. Тогда правую часть (8.20) можно представить в виде суммы простых дробей:

$$L[x(t)] = \frac{M_{\text{н}}(p)}{A(p)} = \frac{M_{\text{н}}(p)}{(p-p_1)(p-p_2)\ldots(p-p_n)} = \frac{d_1}{p-p_1} + \frac{d_2}{p-p_2} + \ldots + \frac{d_n}{p-p_n} = \sum_{k=1}^{n} \frac{d_k}{p-p_k}.$$

Так как

$$d_k = \lim_{p \to p_k} \left[\frac{M_{\text{н}}(p)}{A(p)} (p - p_k) \right] = \frac{M_{\text{н}}(p_k)}{A'(p_k)},$$

где

$$A'(p_k) = \left[\frac{\mathrm{d}A(p)}{\mathrm{d}p} \right]_{p = p_k},$$

то

$$L[x(t)] = \sum_{k=1}^{n} \frac{M_{\text{н}}(p_k)}{A'(p_k)(p-p_k)}. \qquad (8.21)$$

С учетом того, что $L^{-1}[1/(p-p_k)] = e^{p_k t}$, получим окончательный результат:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{n} \frac{M_{\text{н}}(p_k)}{A'(p_k)} e^{p_k t}. \qquad (8.22)$$

Сравнивая (8.22) с (8.2), видим, что

$$C_k = M_{\text{н}}(p_k)/A'(p_k). \qquad (8.23)$$

Таким образом, если при непосредственном интегрировании дифференциального уравнения САР постоянные интегрирования находятся так, чтобы общее решение удовлетворяло начальным условиям, что представляет собой громоздкую задачу решения системы n алгебраических уравнений с n неизвестными, то при использовании преобразования Лапласа начальные условия учитываются сразу и автоматически. В этом и состоит одно из основных достоинств этого метода.

Дополнительное преимущество метода выясняется при интегрировании неоднородного дифференциального уравнения САР

$$A(p)x(t) = N(p)f(t) \qquad (8.24)$$

при нулевых начальных условиях.

Преобразовав уравнение (8.24) по Лапласу, получим

$$A(p)L[x(t)] = N(p)L[f(t)],$$

откуда

$$L[x(t)] = \frac{N(p)}{A(p)} L[f(t)]. \qquad (8.25)$$

В подавляющем большинстве случаев детерминированные возмущающие воздействия $f(t)$ описываются функциями, изображения которых по Лапласу представляют собой дробно-рациональные функции

$$L[f(t)] = n(p)/a(p), \qquad (8.26)$$

что видно из табл. 8.1, где, в частности, приведены наиболее часто встречающиеся возмущающие воздействия и их изображения по Лапласу.

Следовательно,

$$L[x(t)] = \frac{N(p)n(p)}{A(p)a(p)} = \frac{N_1(p)}{A_1(p)}, \qquad (8.27)$$

где обозначено

$$N_1(p) = N(p)n(p);$$

$$A_1(p) = A(p)a(p).$$

Рассуждая совершенно аналогично тому, как это было в случае интегрирования однородного дифференциального урав-

Таблица 8.1

Таблица преобразований Лапласа

Номер строки	$F(p)$	$f(t)$	Номер строки	$F(p)$	$f(t)$
1	1	$\delta(t)$	9	$\dfrac{1}{p(1+ap)}$	$1-e^{-t/a}$
2	$1/p$	$\mathbf{1}(t)$	10	$\dfrac{1}{(1+ap)^2}$	$\dfrac{1}{a^2}te^{-t/a}$
3	$\dfrac{1}{p-a}$	e^{at}	11	$\dfrac{1}{(1+ap)(1+bp)}$	$\dfrac{e^{-t/a}-e^{-t/b}}{a-b}$
4	$\dfrac{1}{1+ap}$	$\dfrac{1}{a}e^{-t/a}$	12	$1/p^3$	$\dfrac{1}{2}t^2$
5	$1/p^2$	t	13	$\dfrac{1}{p(1+ap)(1+bp)}$	$1-\dfrac{ae^{-t/a}-be^{-t/b}}{a-b}$
6	$\dfrac{a}{p^2+a^2}$	$\sin at$	14	$\dfrac{1}{p(p^2+a^2)}$	$\dfrac{1}{a^2}(1-\cos at)$
7	$\dfrac{a}{p^2-a^2}$	$\mathrm{sh}\, at$	15	$\dfrac{M(p)}{A(p)}$	$\sum\limits_{k=1}^{n}\dfrac{M(p_k)}{A'(p_k)}e^{p_k t}$
8	$\dfrac{1}{p(p-a)}$	$\dfrac{1}{a}(e^{at}-1)$	16	$\dfrac{M(p)}{pA(p)}$	$\dfrac{M(0)}{A(0)}+\sum\limits_{k=1}^{n}\dfrac{M(p_k)}{p_k A'(p_k)}e^{p_k t}$

Примечание. В строках 14 и 15 $A(p) = (p - p_1)(p - p_2) \dots (p - p_n)$, причем все p_k различны.

нения с ненулевыми начальными условиями, получим

$$x(t) = \sum_{k=1}^{n+m} \frac{N_1(p_k)}{A_1'(p_k)} e^{p_k t}, \qquad (8.28)$$

где p_k — корни уравнения $A_1(p) = 0$; причем, как и ранее, предполагается, что среди n корней уравнения $A(p) = 0$ и m корней уравнения $a(p) = 0$ нет кратных.

Отметим, что если при непосредственном интегрировании неоднородного уравнения САР сначала решается соответствующее однородное уравнение, а затем путем вариации постоянных — неоднородное уравнение, то использование преобразования Лапласа позволяет сразу проинтегрировать исходное неоднородное уравнение.

И, наконец, если динамический процесс в САР описывается неоднородным уравнением с ненулевыми начальными условиями, то

$$L[x(t)] = \frac{N(p)}{A(p)} L[f(t)] + \frac{M_н(p)}{A(p)} \qquad (8.29)$$

и оригинал $x(t)$ равен сумме оригиналов, соответствующих первому и второму слагаемым.

Пример 8.2. Построить переходный процесс регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины интегрированием уравнения САР с помощью преобразования Лапласа при условиях примера 8.1.

В соответствии с (8.2) и (8.22) можно записать

$$\varphi(\tau) = \sum_{k=1}^{3} C_k e^{p_k \tau} = \sum_{k=1}^{3} \frac{M_н(p_k)}{A'(p_k)} e^{p_k t}.$$

Корни p_k характеристического уравнения САР

$$A(p) = p^3 + 5p^2 + 7{,}143p + 7{,}143 = 0$$

были найдены ранее в примере 8.1 и равны соответственно

$$p_1 = -3{,}556; \quad p_{2,3} = \alpha \pm j\beta = -0{,}722 \pm j\,1{,}22.$$

Коэффициенты многочлена $M_н(p)$, имеющего согласно (8.18) вид

$$M_н(p) = c_1p^2 + c_2p + c_3,$$

определим по формулам (8.19):

$$c_1 = \varphi(0) = -1;$$

$$c_2 = p\varphi(0) + a_1\varphi(0) = 1 + 5(-1) = -4;$$

$$c_3 = p^2\varphi(0) + a_1p\,\varphi(0) + a_2\varphi(0) = \\ = 0 + 5 - 7{,}143 = -2{,}143.$$

Далее найдем $A'(p) = \mathrm{d}A(p)/\mathrm{d}p = 3p^2 + 10p + 7{,}143$. И, наконец, по (8.23)

$$C_k = M_н(p_k)/A'(p_k) \quad (k = 1, 2, 3)$$

получим $C_1 = -0{,}059$; $C_{2,3} = -0{,}470 \pm j\,0{,}045$.

Окончательно имеем

$$\varphi(\tau) = -0{,}059\mathrm{e}^{-3{,}556\tau} + \\ + (-0{,}470 - j0{,}045)\mathrm{e}^{(-0{,}722 + j1{,}22)\tau} + \\ + (-0{,}470 + j0{,}045)\mathrm{e}^{(-0{,}722 - j1{,}22)\tau}.$$

Отметим, что комплексно-сопряженным корням $p_{2,3}$ характеристического уравнения соответствуют комплексно-сопряженные постоянные интегрирования $C_{2,3}$.

Для построения кривой переходного процесса более удобна вещественная форма ее представления

$$\varphi(\tau) = C_1\mathrm{e}^{p_1\tau} + \mathrm{e}^{\alpha\tau}(A\cos\beta\tau + B\sin\beta\tau),$$

где $A = C_2 + C_3 = -0{,}940$; $B = j(C_2 - C_3) = 0{,}090$.

Окончательный результат

$$\varphi(\tau) = -0{,}059\mathrm{e}^{-3{,}556\tau} + \\ + \mathrm{e}^{-0{,}722\tau}(-0{,}940\cos 1{,}22\tau + 0{,}090\sin 1{,}22\tau)$$

до момента времени $\tau = 2{,}3$ совпадает с полученным в примере 8.1.

8.3. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ Д.А. БАШКИРОВА

Несмотря на несомненные достоинства использования преобразования Лапласа при интегрировании дифференциального уравнения САР, вычислительные трудности остаются значительными: необходимо найти корни характеристического уравнения n-й степени, вычислить значения полиномов при комплексных значениях аргументов и др.

Несравненно меньший объем работы требует предложенный Д.А. Башкировым в 1948 г. графоаналитический метод построения переходных процессов в САР, который и до настоящего времени остается одним из самых эффективных и универсальных и в определенном смысле не потерял своего значения при широком использовании цифровых вычислительных машин для исследования динамики САР. Метод одинаково применим как к линейным системам с постоянными и переменными параметрами, так и к нелинейным системам с нелинейностями, заданными аналитически, графически или таблично.

В основе метода лежит построение переходного процесса в апериодическом звене первого порядка, т.е. решение уравнения

$$T\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + x = f(t) \qquad (8.30)$$

с начальным условием $x(0) = x_0$.

Примем сначала $f(t) = C = \mathrm{const}$. Тогда решение уравнения (8.30), как известно, имеет вид экспоненты

$$x(t) = C + (x_0 - C)\,\mathrm{e}^{-t/T}, \qquad (8.31)$$

показанной на рис. 8.2.

Замечательным свойством экспоненты является равномерность относительного затухания. Именно это свойство используется для приближенного ее построения,

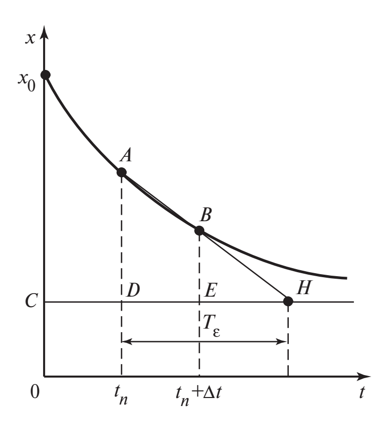


Рис. 8.2. Переходный процесс в апериодическом звене первого порядка при постоянном возмущении

что, в конечном счете, и составляет основу метода Башкирова.

Возьмем два момента времени: произвольный t_n и отстоящий от него на шаг Δt $t_n + \Delta t$. Для этих значений аргумента отклонения экспоненты от асимптоты C представляются на рис. 8.2 отрезками AD и BE. Их отношение

$$\frac{BE}{AD} = \frac{x(t_n + \Delta t) - C}{x(t_n) - C} = e^{-\Delta t / T}$$

не зависит от выбора t_n, что и указывает на равномерность относительного затухания экспоненты.

Проведем через точки A и B секущую, пересекающуюся с асимптотой в точке H. Обозначив длину проекции отрезка секущей AH на асимптоту $DH = T_\varepsilon$, найдем

$$T_\varepsilon = \frac{\Delta t}{1 - e^{-\Delta t / T}}. \qquad (8.32)$$

Отметим, что длина подсекущей T_ε также не зависит от выбора значения t_n.

Разложив выражение в знаменателе (8.32) при $\Delta t < T$ в ряд по степеням $\Delta t / T$:

$$1 - e^{-\Delta t / T} = \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^{k+1} \frac{1}{k!} \left(\frac{\Delta t}{T}\right)^k$$

и подставив его в (8.32), получим

$$T_\varepsilon = T + \frac{\Delta t}{2}\left(1 + \frac{\varepsilon}{6} - \frac{2\varepsilon^3}{6!} - \frac{2\varepsilon^5}{7!} - \ldots\right), \qquad (8.33)$$

где обозначено $\varepsilon = \Delta t / T$.

При $\varepsilon \le 1$ можно приближенно принять

$$T_\varepsilon = T + \Delta t / 2. \qquad (8.34)$$

Погрешность при замене (8.32) на (8.34) с уменьшением ε быстро снижается и составляет соответственно 5; 2 и менее 1 % при $\varepsilon = 1;\ 0{,}5;\ 1/3$.

На использовании соотношения (8.34) основан приближенный способ построения экспоненты, показанный на рис. 8.3.

Рассмотрим теперь *построение методом Башкирова переходного процесса в апериодическом звене первого порядка*, т.е. решение уравнения

$$T\frac{dx}{dt} + x = f(t) \qquad (8.35)$$

при начальном условии $x(0) = x_0$ и произвольном возмущающем воздействии $f(t)$.

Пусть переходный процесс уже построен до момента времени $t_k = k\Delta t / 2$, для которого найдено $x(t_k) = x_k$. При достаточно малом шаге интегрирования Δt в пределах $t_k \le t \le t_k + \Delta t$ функцию $f(t)$ без большой погрешности можно принять постоянной,

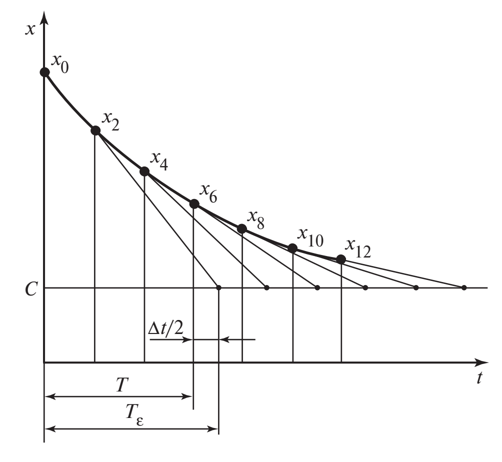


Рис. 8.3. Приближенный способ построения экспоненты

равной ее значению в середине интервала, т.е. положить

$$f(t)|_{t_k \le t \le t_{k+2}} = f(t_k + \Delta t/2) = \\ = f(t_{k+1}) = f_{k+1}. \qquad (8.36)$$

Тогда согласно (8.31) имеем

$$x(t)|_{t_k \le t \le t_{k+2}} = f_{k+1} + (x_k - f_{k+1})\mathrm{e}^{-\frac{t-t_k}{T}},$$

откуда при $t = t_k + \Delta t = t_{k+2}$ получим

$$x(t_{k+2}) = x_{k+2} = f_{k+1} + (x_k - f_{k+1})\mathrm{e}^{-\Delta t/T} = \\ = x_k + (f_{k+1} - x_k)(1 - \mathrm{e}^{-\Delta t/T}).$$

С учетом того, что на основании (8.32) и (8.34) $1 - \mathrm{e}^{-\Delta t/T} = \Delta t/T_\varepsilon = \Delta t/(T + \Delta t/2)$, найдем окончательно

$$x_{k+2} = x_k + \frac{f_{k+1} - x_k}{T + \Delta t/2}\Delta t, \qquad (8.37)$$

что и представляет собой искомый алгоритм построения переходного процесса в апериодическом звене первого порядка, показанного на рис. 8.4.

Построение переходного процесса в интегрирующем звене, т.е. интегрирование уравнения

$$T\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = f(t) \qquad (8.38)$$

с начальным условием $x(0) = x_0$ при произвольном возмущении $f(t)$, выполним следующим образом.

На малом шаге Δt на участке $t_k \le t \le t_{k+2}$ заменим $f(t)$ постоянной величиной $f(t_{k+1}) = f_{k+1}$. Тогда

$$x_{k+2} = x_k + \frac{1}{T}\int_{t_k}^{t_k+\Delta t} f(t)\,\mathrm{d}t \approx \\ \approx x_k + \frac{\Delta t}{T} f_{k+1} = x_k + \Delta x_{k,\,k+2}. \qquad (8.39)$$

Приращение $\Delta x_{k,\,k+2}$ решения $x(t)$ на шаге $t_k \le t \le t_{k+2}$ удобно находить графически с помощью наклонной прямой (рис. 8.5, *а*). Построение переходного процесса в интегрирующем звене по алгоритму (8.39) показано на рис. 8.5, *б*.

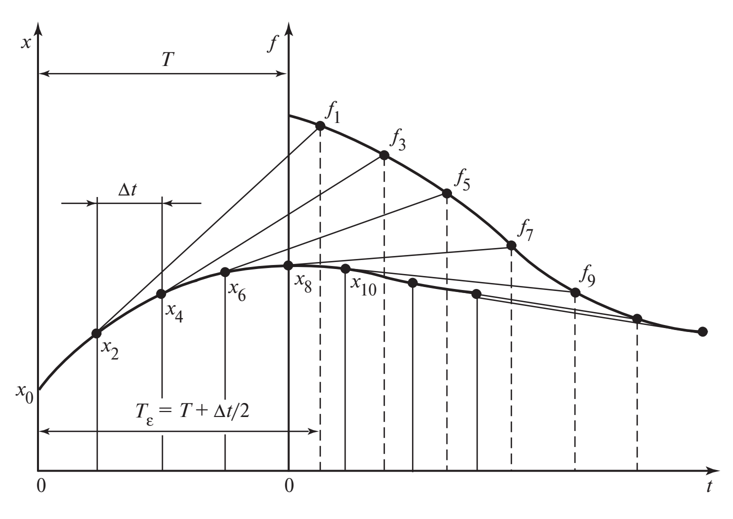


Рис. 8.4. Построение переходного процесса в апериодическом звене первого порядка при произвольном возмущающем воздействии

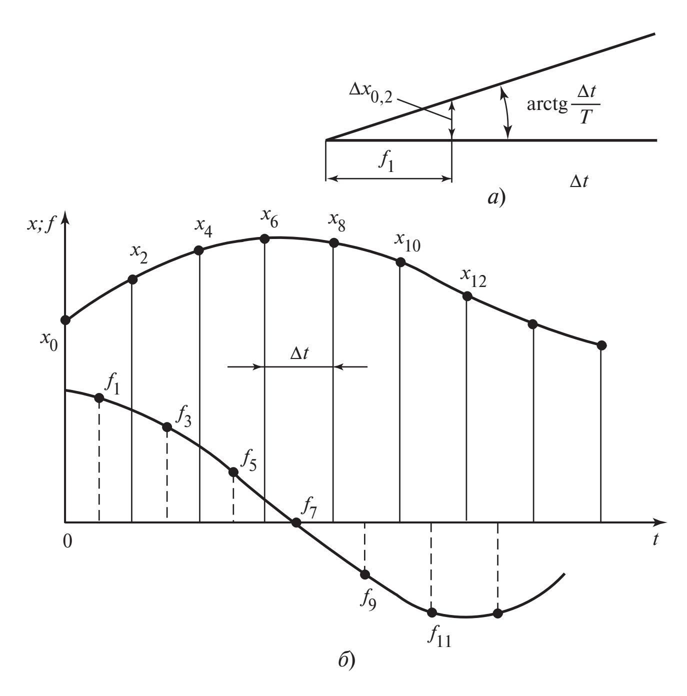


Рис. 8.5. Построение переходного процесса в интегрирующем звене:
а — определение приращения с помощью наклонной прямой; *б* — построение переходного процесса

Алгоритм *построения переходного процесса в звене второго порядка*, описываемом уравнением

$$T_2^2\,\frac{d^2x}{dt^2}+T_1\,\frac{dx}{dt}+x=f(t) \qquad (8.40)$$

с начальными условиями $x(0)=x_0$, $\dot{x}(0)=\dot{x}_0$, зависит от соотношения постоянных времени T_1 и T_2.

При $T_1 \ge 2T_2$ уравнение (8.40) является уравнением апериодического звена второго порядка, которое можно представить в виде двух последовательно соединенных апериодических звеньев первого порядка (рис. 8.6, *а*) с постоянными времени T_3 и T_4, определяемыми по (5.60).

Переходный процесс в таком соединении может быть построен по алгоритму:

$$\left.\begin{aligned} y_{k+1} &= y_{k-1}+\frac{f_k-y_{k-1}}{T_3+\Delta t/2}\,\Delta t;\\ x_{k+2} &= x_k+\frac{y_{k+1}-x_k}{T_4+\Delta t/2}\,\Delta t, \end{aligned}\right\} \qquad (8.41)$$

как показано на рис. 8.6, *б*.

Необходимое для начала построения значение y_1 может быть найдено графически в соответствии с первым из уравнений (8.41) при вдвое меньшем шаге

$$y_1=y_0+\frac{f_{1/2}-y_0}{T_3+\Delta t/4}\,\frac{\Delta t}{2},$$

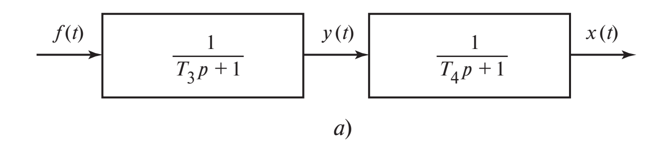
где $y_0=x_0+T_4\dot{x}_0$.

При $T_1 < 2T_2$ уравнение (8.40) является уравнением колебательного звена, которое можно заменить замкнутым контуром

(рис. 8.7, *а*), состоящим из последовательно соединенных интегрирующего звена и апериодического звена первого порядка, охваченных единичной отрицательной обратной связью и описываемых уравнениями

$$\left.\begin{aligned} T_3\, dy/dt &= f(t) - x; \\ T_4\, dx/dt + x &= y, \end{aligned}\right\} \qquad (8.42)$$

где $T_3 = T_1$; $T_4 = T_2^2 / T_1$.



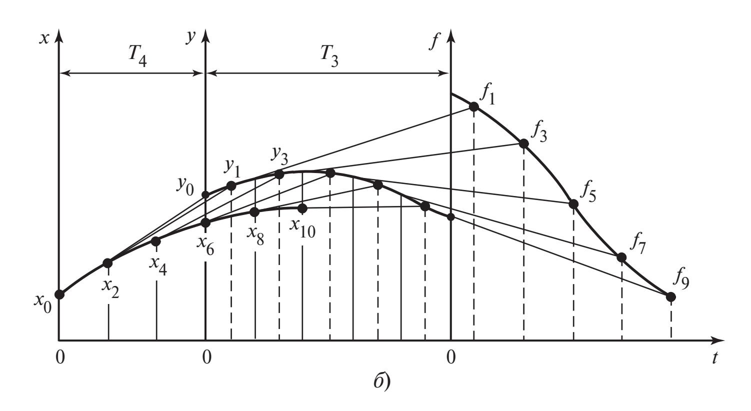


Рис. 8.6. Построение переходного процесса в апериодическом звене второго порядка:
а — представление звена в виде двух последовательно соединенных апериодических звеньев первого порядка; *б* — построение переходного процесса

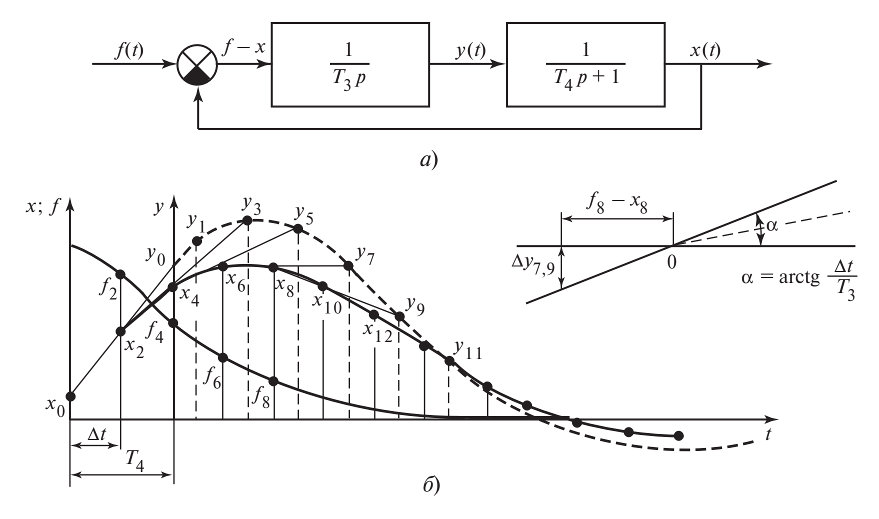


Рис. 8.7. Построение переходного процесса в колебательном звене:
а — представление звена замкнутым контуром; *б* — построение переходного процесса

Алгоритм построения переходного процесса, показанного на рис. 8.7, *б*, представляется разностными уравнениями

$$\left.\begin{aligned} y_{k+1} &= y_{k-1} + \frac{\Delta t}{T_3}(f_k - x_k); \\ x_{k+2} &= x_k + \frac{y_{k+1} - x_k}{T_4 + \Delta t/2}\Delta t. \end{aligned}\right\} \quad (8.43)$$

Необходимое для начала построения значение y_1 может быть найдено графически или аналитически по соотношению

$$y_1 = y_0 + \frac{1}{T_3}\int_0^{\Delta t/2}[f(t) - x]\,dt \approx$$

$$\approx y_0 + \frac{\Delta t}{2T_3}[f(\Delta t/4) - x(\Delta t/4)],$$

где $y_0 = x_0 + T_4\dot{x}_0$ и при малом шаге интегрирования $x(\Delta t/4) = x_0 + \dot{x}_0(\Delta t/4)$.

Пример 8.3. Построить переходный процесс регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети. Система регулирования турбины выполнена, как показано на рис. 2.6.

Движение системы до момента времени, когда главный сервомотор достигнет нижнего упора, описывается уравнениями:

ротора

$$p\varphi = \mu_2;$$

промежуточного сервомотора

$$(\tau_1 p + 1)\mu_1 = -\varphi;$$

главного сервомотора

$$(\tau_2 p + 1)\mu_2 = \mu_1.$$

Примем, как в примере 8.1, $\tau_1 = 0{,}2$; $\tau_2 = 0{,}7$.

Начальные условия: $\varphi(0) = -1$; $\mu_1(0) = \mu_2(0) = 1$. Для безразмерного времени введем обозначение $\theta = t/T_\varphi$.

Система дифференциальных уравнений САР на любом достаточно малом отрезке времени $\theta_k \le \theta \le \theta_{k+2}$ может быть заменена системой разностных уравнений

$$\left.\begin{aligned} \varphi(\theta_{k+1}) &= \varphi(\theta_{k-1}) + \Delta\theta\mu_2(\theta_k); \\ \mu_1(\theta_{k+2}) &= \mu_1(\theta_k) + \frac{-\varphi(\theta_{k+1}) - \mu_1(\theta_k)}{\tau_1 + \Delta\theta/2}\Delta\theta; \\ \mu_2(\theta_{k+2}) &= \mu_2(\theta_k) + \frac{\mu_1(\theta_{k+1}) - \mu_2(\theta_k)}{\tau_2 + \Delta\theta/2}\Delta\theta, \end{aligned}\right\}$$

которая и лежит в основе графического интегрирования исходной системы дифференциальных уравнений.

Выбираем шаг интегрирования $\Delta\theta = 0{,}1$ и масштаб относительного времени, откладываемого по оси абсцисс (рис. 8.8, *а*). Отмечаем начало координат и проводим ось ординат кривой $-\varphi(\theta)$ (знак «минус» обусловлен знаком правой части уравнения промежуточного сервомотора). Оси ординат кривых $\mu_1(\theta)$ и $\mu_2(\theta)$ смещаем влево соответственно на величины τ_1 и $\tau_1 + \tau_2$ и наносим значения начальных условий $\varphi(0)$, $\mu_1(0)$ и $\mu_2(0)$ — точки a_0, b_0 и c_0.

Значение $\varphi(\theta_1) = \varphi(\Delta\theta/2)$ может быть найдено из приближенного соотношения

$$\varphi(\Delta\theta/2) = \varphi(0) + \int_0^{\Delta\theta/2}\mu_2(\theta)\,d\theta \approx$$

$$\approx \varphi(0) + \frac{\mu_2(\Delta\theta/4)}{2}\Delta\theta.$$

Принимая $\mu_2(\Delta\theta/4) \approx \mu_2(0)$, находим

$$\varphi(\Delta\theta/2) = \varphi(0) + \frac{\mu_2(0)}{2}\Delta\theta =$$

$$= -1{,}0 + \frac{1{,}0}{2}0{,}1 = -0{,}95,$$

что дает точку a_1 на кривой $-\varphi(\theta)$.

Соединив точку b_0 кривой $\mu_1(\theta)$ с точкой a_1 на конце первого участка интегрирования, получим точку b_2, соответствующую значению $\mu_1(\theta_2) = \mu_1(\Delta\theta)$. Аналогично $\mu_2(\theta_2) = \mu_2(\Delta\theta)$ (точку c_2) найдем на отрезке, проведенном из точки c_0 кривой $\mu_2(\theta)$ в середину отрезка b_0b_2 кривой $\mu_1(\theta)$.

Приращения функции $\varphi(\theta)$ будем находить с помощью наклонной прямой OB, проведенной под углом $\alpha = \mathrm{arctg}\,\Delta\theta = \mathrm{arctg}\,0{,}1$ к оси абсцисс. Откладывая на оси абсцисс

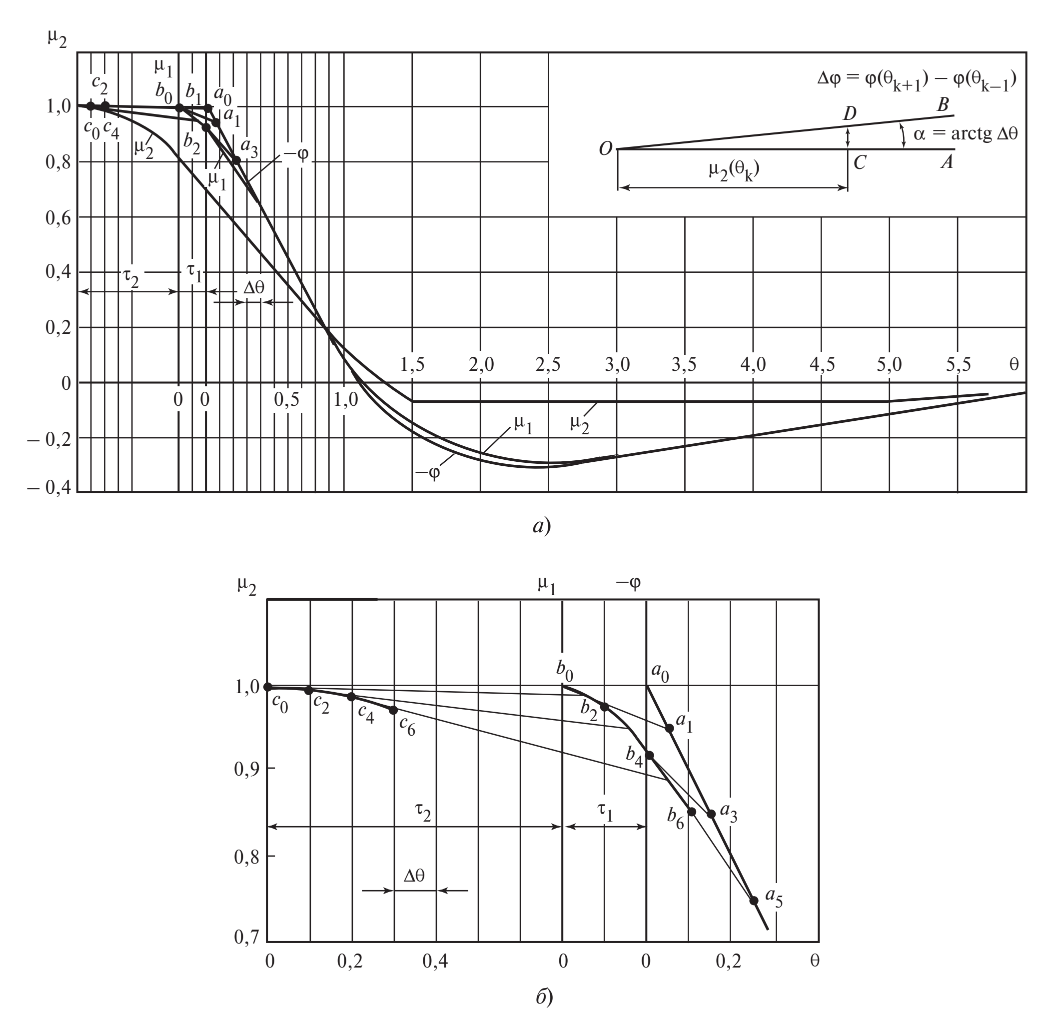


Рис. 8.8. Построение переходного процесса регулирования частоты вращения турбины методом Башкирова

(прямая OA) отрезок OC, равный $\mu_2(\theta_k)$, и измеряя соответствующую ординату наклонной прямой (отрезок CD), сразу получаем

$$\Delta\varphi = \varphi(\theta_{k+1}) - \varphi(\theta_{k-1}) = \mu_2(\theta_k)\Delta\theta.$$

Так находим $\varphi(\theta_3) = \varphi(\theta_1) + \mu_2(\theta_2)\Delta\theta$ (точка a_3).

Этим заканчивается первый цикл построения, который может быть записан символически в виде: $-\varphi(\theta_1) \to \mu_1(\theta_2) \to \mu_2(\theta_2) \to -\varphi(\theta_3)$. В крупном масштабе начальный участок переходного процесса построен на рис. 8.8, *б*.

Нетрудно видеть, что, повторяя построение, можно последовательно получить любое число точек кривых $-\varphi(\theta)$, $\mu_1(\theta)$ и $\mu_2(\theta)$, дающих полную картину переходного процесса.

Для наглядности начала координат всех кривых могут быть совмещены и вместо кривой $-\varphi(\theta)$ построена кривая $\varphi(\theta)$, симметричная первой относительно оси абсцисс, как это показано на рис. 8.9. Здесь же по уравнению $\sigma = \mu_1 - \mu_2$ построена кривая движения отсечного золотника главного сервомотора.

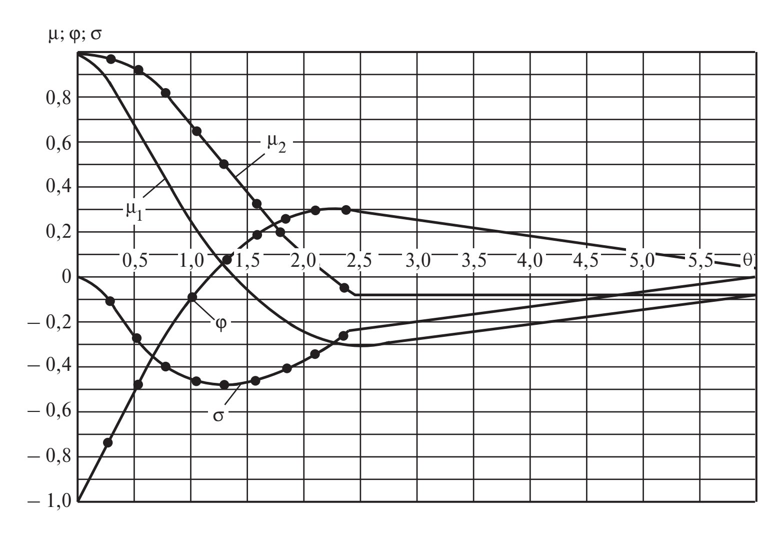


Рис. 8.9. Кривые переходного процесса регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки

Точное решение задачи, полученное аналитическим интегрированием уравнений движения, имеет вид:

$$\varphi = -0{,}0104e^{-5{,}34\theta} +$$
$$+\ e^{-0{,}543\theta}(-0{,}989\cos 1{,}021\theta + 0{,}398\sin 1{,}021\theta);$$

$$\mu_2 = -0{,}056e^{-5{,}34\theta} +$$
$$+\ e^{-0{,}543\theta}(-0{,}944\cos 1{,}021\theta + 0{,}793\sin 1{,}021\theta);$$

$$\sigma = -0{,}208e^{-5{,}34\theta} +$$
$$+\ e^{-0{,}543\theta}(0{,}208\cos 1{,}021\theta - 0{,}976\sin 1{,}021\theta).$$

Найденные по этим уравнениям точки нанесены на кривые, представленные на рис. 8.9, и свидетельствуют о высокой точности метода Башкирова.

8.4. ЧАСТОТНЫЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

Рассмотрим устойчивую САР n-го порядка, динамика которой описывается уравнением (8.24)

$$A(p)x(t) = N(p)f(t)$$

при нулевых начальных условиях.

Как показано в [43], переходный процесс в системе может быть представлен в виде

$$x(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty R(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega \quad \text{при } t > 0, \qquad (8.44)$$

где функция $R(\omega)$ при нулевых начальных условиях зависит от вида возмущающего воздействия $f(t)$.

Для важного частного случая, когда $f(t) = \mathbf{1}(t)$ (скачкообразное изменение возмущающего воздействия типа сброса или наброса нагрузки и др.),

$$x(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega \quad \text{при } t > 0, \qquad (8.45)$$

где $P(\omega) = \mathrm{Re}\Phi_f(j\omega)$ — вещественная частотная характеристика системы, которая может быть получена расчетным путем по передаточной функции замкнутой САР по возмущающему воздействию $\Phi_f(p)$ или найдена экспериментально.

Идея частотного метода построения переходного процесса состоит в том, что графически задаваемая функция $R(\omega)$ в (8.44)

представляется в виде суммы некоторых типовых кривых $r_i(\omega)$:

$$R(\omega) = \sum_{i=1}^{m} r_i(\omega), \qquad (8.46)$$

причем таких, чтобы при вычислении выражений

$$x_{ri}(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty r_i(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega \qquad (8.47)$$

можно было воспользоваться таблицами. В этом случае построение переходного процесса $x(t)$ сводится к суммированию функций $x_{ri}(t)$:

$$x(t) = \sum_{i=1}^{m} x_{ri}(t). \qquad (8.48)$$

Если выбрать функцию $r_i(\omega)$ в виде прямоугольной трапеции (рис. 8.10):

$$r_i(\omega)=\begin{cases} r_{0i} & \text{при } 0\le\omega\le\omega_d;\\ r_{0i}\dfrac{\omega_0-\omega}{\omega_0-\omega_d} & \text{при } \omega_d\le\omega\le\omega_0;\\ 0 & \text{при } \omega_0<\omega, \end{cases} \qquad (8.49)$$

то любая кривая $R(\omega)$ с достаточной точностью может быть представлена конечной суммой таких трапецеидальных характеристик, если заменить ее ломаной и через точки сопряжения прямолинейных отрезков провести прямые, параллельные оси абсцисс (см. рис. 8.12).

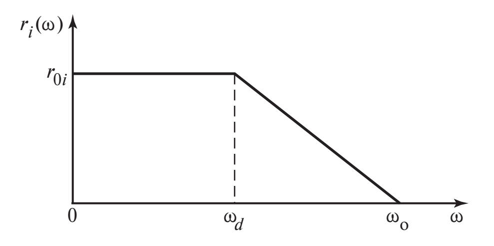


Рис. 8.10. Трапецеидальная частотная характеристика

Подставив (8.49) в (8.47), найдем

$$x_{ri}(t)=\frac{2r_{0i}}{\pi}\left[\int_0^{\omega_d}\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega+\right.$$

$$\left.+\int_{\omega_d}^{\omega_0}\frac{\omega_0-\omega}{\omega_0-\omega_d}\,\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega\right]=$$

$$=\frac{2r_{0i}}{\pi}\left\{\mathrm{Si}(\omega_d t)+\frac{\omega_0}{\omega_0-\omega_d}[\mathrm{Si}(\omega_0 t)-\mathrm{Si}(\omega_d t)]+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{\omega_0-\omega_d}\,\frac{\cos\omega_0 t-\cos\omega_d t}{t}\right\}, \qquad (8.50)$$

где $\mathrm{Si}(\omega_k t)=\int_0^{\omega_k}\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega$ — интегральный синус.

Функции $x_{ri}(t)$ зависят от трех параметров порождающих их трапецеидальных характеристик: r_{0i}, ω_d и ω_0 или r_{0i}, ω_0 и $\varkappa = \omega_d/\omega_0$. Чтобы можно было табулировать функции $x_{ri}(t)$, число параметров должно быть уменьшено. Для этого примем $r_{0i} = 1$ и $\omega_0 = 1$, оставив значение $\varkappa$ любым. Таким единичным трапецеидальным характеристикам соответствуют функции времени

$$h_\varkappa(t) = \frac{2}{\pi}\left\{\mathrm{Si}(\varkappa t)+\frac{1}{1-\varkappa}\left[\mathrm{Si}(t)-\right.\right.$$

$$\left.\left.-\mathrm{Si}(\varkappa t)+\frac{\cos t-\cos\varkappa t}{t}\right]\right\}, \qquad (8.51)$$

которые зависят только от одного параметра $\varkappa$ и могут быть табулированы.

Наиболее полные таблицы функций $h_\varkappa(t)$ приведены в [43], где параметр $\varkappa$ меняется от 0 до 1 с шагом 0,01, а аргумент t — от 0 до 50 с с шагом 0,2 с.

Переход от функции $h_\varkappa(t)$ к функции $x_{ri}(t)$ базируется на теореме изменения масштаба, утверждающей, что если

$$x(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty R(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega, \quad (8.52)$$

то

$$x(t/n) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty R(n\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega. \quad (8.53)$$

Для доказательства теоремы заменим в (8.52) t на t/n. В полученном выражении

$$x(t/n) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty R(\omega)\frac{\sin\omega t/n}{\omega}\,d\omega$$

заменим переменную интегрирования, положив $\omega_* = \omega/n$. Тогда

$$x(t/n) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty R(n\omega_*)\frac{\sin\omega_* t}{\omega_*}\,d\omega_*,$$

что совпадает с (8.53).

На основании изложенного можно определить порядок построения переходного процесса.

1. Представляем функцию $R(\omega)$ суммой m трапецеидальных частотных характеристик, определяя для каждой из них параметры r_{0i}, ω_{0i} и $\varkappa_i$.

2. Находим табличные функции $h_{\varkappa i}(t)$, соответствующие трапецеидальным характеристикам с коэффициентом наклона $\varkappa_i$.

3. Определяем функции $x_{ri}(t)$, умножая ординаты функций $h_{\varkappa i}(t)$ на r_{0i}, а значения их аргументов деля на ω_{0i}.

4. Алгебраически суммируя ординаты кривых $x_{ri}(t)$, получаем искомую кривую переходного процесса $x(t)$.

Пример 8.4. Рассмотрим еще раз задачу примера 8.1, но теперь переходный процесс регулирования частоты вращения построим частотным методом.

Уравнения движения системы запишем в виде (8.8):

$$\left.\begin{aligned} p\varphi &= \mu_2 - f(\tau);\\ (\tau_1 p + 1)\mu_1 &= -\varphi - \mu_2;\\ \tau_2 p\mu_2 &= \mu_1, \end{aligned}\right\}$$

чему соответствует структурная схема САР, показанная на рис. 8.11.

Начальные условия примем нулевыми: $\varphi(0) = \mu_1(0) = \mu_2(0) = 0$. В этом случае $f(\tau) = -1(\tau)$ и переходный процесс регулирования частоты вращения может быть найден по (8.45):

$$\varphi(\tau) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P(\omega)\frac{\sin\omega\tau}{\omega}\,d\omega.$$

Вещественная частотная характеристика системы

$$P(\omega) = \operatorname{Re}\Phi_{f\varphi}(j\omega) = \left.\frac{\tau_1\tau_2 p^2 + \tau_2 p + 1}{\tau_1\tau_2 p^3 + \tau_2 p^2 + p + 1}\right|_{p=j\omega} \quad (8.54)$$

представлена на рис. 8.12.

Заменим кривую $P(\omega)$ ломаной и приближенно представим ее суммой четырех трапецеидальных характеристик (штриховые линии на рис. 8.12), параметры которых приведены в табл. 8.2.

Результаты дальнейших вычислений по изложенной выше методике с использованием таблиц функций $h_\varkappa$ из [43] сведены в табл. 8.3.

Откладывая по оси абсцисс значения $\tau_{\text{ист}\,i}$, а по оси ординат произведения $r_{0i}h_{\varkappa i}(\tau)$, получаем четыре кривые (рис. 8.13), которые представляют собой составляющие переходного процесса, не имеющие, впрочем, физического смысла, если рассматривать их каждую в отдельности. Суммируя ординаты этих кривых, получаем приближенное представление искомого переходного процесса регулирования частоты вращения.

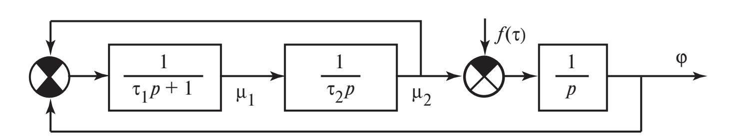


Рис. 8.11. Структурная схема САР

Рис. 8.12. Разложение вещественной частотной характеристики САР на трапецеидальные частотные характеристики

Таблица 8.2

Трапеция *1*	Трапеция *2*	Трапеция *3*	Трапеция *4*
$r_{01} = -0{,}09$	$r_{02} = 0{,}74$	$r_{03} = 0{,}24$	$r_{04} = 0{,}11$
$\omega_{01} = 0{,}8$	$\omega_{02} = 1{,}6$	$\omega_{03} = 2{,}0$	$\omega_{04} = 2{,}5$
$\varkappa_1 = 0{,}05$	$\varkappa_2 = 0{,}62$	$\varkappa_3 = 0{,}8$	$\varkappa_4 = 0{,}8$

Таблица 8.3

Параметр	Значение											
	Трапеция 1											
	$r_{01} = -0{,}09$			$\varkappa_1 = 0{,}05$			$\omega_{01} = 0{,}80$			$\tau_{ист1} = \tau_{табл\,1}/0{,}8$		
$\tau_{ист1}$	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
$r_{01}h_{\varkappa 1}(\tau)$	–0,006	–0,012	–0,018	–0,024	–0,029	–0,035	–0,040	–0,045	–0,050	–0,054	–0,058	–0,062
	Трапеция 2											
	$r_{02} = 0{,}74$			$\varkappa_2 = 0{,}62$			$\omega_{02} = 1{,}6$			$\tau_{ист2} = \tau_{табл\,2}/1{,}6$		
$\tau_{ист2}$	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
$r_{02}h_{\varkappa 2}(\tau)$	0,152	0,299	0,435	0,554	0,656	0,737	0,797	0,836	0,855	0,858	0,848	0,829
	Трапеция 3											
	$r_{03} = 0{,}24$			$\varkappa_3 = 0{,}80$			$\omega_{03} = 2{,}0$			$\tau_{ист3} = \tau_{табл\,3}/2{,}0$		
$\tau_{ист3}$	0,2	0,5	0,7	1,0	1,2	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0
$r_{03}h_{\varkappa 3}(\tau)$	0,055	0,131	0,176	0,230	0,255	0,277	0,282	0,277	0,269	0,253	0,242	0,228
	Трапеция 4											
	$r_{04} = 0{,}11$			$\varkappa_4 = 0{,}80$			$\omega_{04} = 2{,}5$			$\tau_{ист4} = \tau_{табл\,4}/2{,}5$		
$\tau_{ист4}$	0,16	0,4	0,56	0,8	0,96	1,20	1,36	1,60	1,76	2,00	2,40	2,96
$r_{04}h_{\varkappa 4}(\tau)$	0,025	0,060	0,081	0,105	0,117	0,127	0,129	0,127	0,123	0,116	0,104	0,101

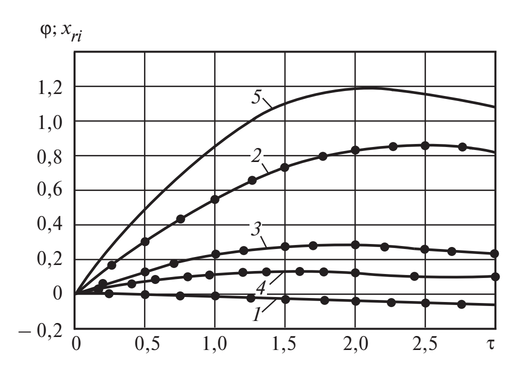


Рис. 8.13. Построение переходного процесса регулирования частоты вращения турбины частотным методом:
1 — $x_{r1}(\tau)$; *2* — $x_{r2}(\tau)$; *3* — $x_{r3}(\tau)$; *4* — $x_{r4}(\tau)$; 5 — $\varphi(\tau)$

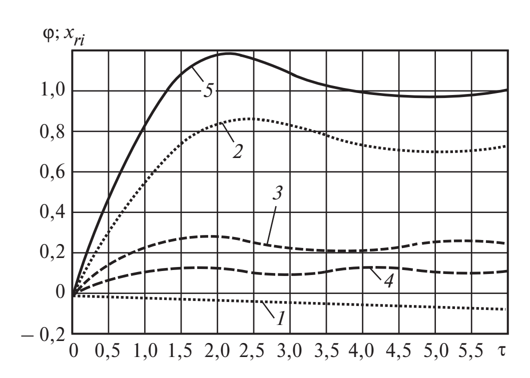


Рис. 8.14. Построение переходного процесса частотным методом без использования таблиц:
обозначения те же, что и на рис. 8.13

Следует отметить высокую трудоемкость построения переходных процессов частотным методом, связанную с необходимостью преобразования табличных функций $h_{\varkappa}(t)$ в составляющие переходного процесса $x_{ri}(t)$, построения и суммирования последних. Но эти стадии расчета можно опустить, если, не используя таблицы, например, в среде MathCAD вычислить функции $x_{ri}(t)$ непосредственно по формуле (8.50) и, просуммировав их, получить и построить кривую переходного процесса, как показано на рис. 8.14. Заметим, что построение кривых $x_{ri}(t)$ при этом не является обязательным.

8.5. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА МАСС

Рассмотренные методы построения переходных процессов в САР могут быть запрограммированы на универсальных алгоритмических языках, что, конечно, требует определенной квалификации и длительного времени. Эта задача может быть существенно упрощена использованием программных продуктов MathCAD, Mathematica и т.п. Еще более эффективным оказывается применение инструментальных средств, специально разработанных для

автоматического моделирования и проектирования динамических систем различной физической природы, в частности систем автоматического регулирования. Рассмотрим одно из таких средств — пятую версию программного комплекса МАСС [51].

Программный комплекс (ПК) МАСС предназначен для анализа и параметрического синтеза непрерывных, в том числе нелинейных, динамических систем, заданных структурными схемами в графическом или цифровом виде. О возможностях ПК МАСС можно судить, в частности, по следующим показателям:

Максимальное число блоков в структурной схеме:
- для графического редактора 200
- для текстового редактора 500

Максимальный порядок рассчитываемой модели 75

Максимальное число одновременно рассчитываемых зависимостей 8

Количество точек для графических зависимостей . . . . Не ограничено

Взаимодействие программных модулей, входящих в ПК МАСС, осуществляется с помощью главного меню, в которое входят шесть пунктов:

РЕДАКТОР МОДЕЛИ — вызов графического или текстового редактора;

ЭКСПЕРИМЕНТ — задание данных для численного интегрирования модели;

РАСЧЕТ — расчет модели и построение графических зависимостей;

ОПТИМИЗАЦИЯ — параметрическая оптимизация модели;

КАТАЛОГИ — задание каталогов для библиотек моделей и экспериментов;

КОНЕЦ — окончание работы с ПК МАСС.

Неполный перечень стандартных блоков, используемых в ПК МАСС, приведен в табл. 8.4, а весь перечень нелинейностей — в табл. 8.5. Здесь же указаны их имена.

Ограничимся рассмотрением работы в текстовом редакторе (ТР), предназначенном для ввода структурных схем в цифровом виде. Поле для ввода структурной схемы показано в табл. 8.6 (см. пример 8.5).

В ее нижней части представлено меню, с помощью которого осуществляется управление работой в ТР. Пункты меню выбираются нажатием соответствующих функциональных клавиш:

F1: ввод или редактирование структурной схемы в окне «Структура». Так как номера блоков уже заданы, то необходимо ввести только следующие данные: тип блока и номера тех блоков, выходы которых подаются на описываемый блок;

F2: ввод или редактирование параметров модели в окне «Параметры». Необходимо ввести числа, соответствующие значимым параметрам блока;

F3: задание выходов блоков — в открываемом окне вводятся номера блоков, значения выходов которых необходимо запомнить;

F4: задание оптимизируемых блоков и блока-критерия оптимизации;

F5: запись модели в файл на диске под выбранным именем;

F6: выбор из библиотеки требуемой модели, если она была туда помещена, и ее загрузка;

F7: нормальный выход из ТР — модель подготавливается для расчета;

F8: аварийный выход из ТР — подготовка к расчету не выполняется.

Данные для численного интегрирования модели задаются в поле «Эксперимент», вызываемом через главное меню. Поле разбито на три области.

В *верхней области* должны быть обязательно заданы:

- метод интегрирования;
- шаг интегрирования;
- время наблюдения.

В ПК МАСС реализовано шесть методов интегрирования: Эйлера и Рунге—Кутта с постоянным или переменным шагом. Точность задается только для методов с переменным шагом.

Таблица 8.4

Блоки, используемые в ПК МАСС

Блок	Функция	Алгоритм
IN	Интегратор	Y = P1 + Int(X1 + P2*X2 + P3*X3)dt, P1 — начальное условие
AN	Инерционное звено	P2*Y′ + Y = P1*X1, P2 ≠ 0
E1	Упругое звено	P2*Y′ + Y = P1*X1′ + X1, P2 ≠ 0
E2	Колебательное звено	P2*Y″ + P3*Y′ + Y = P1*X1, P2 ≠ 0
DR	Реальное дифференцирование	P2*Y′ + Y = P1*X1′, P2 ≠ 0
DI	Дифференцирование	Y = dX1/dt
DT	Запаздывание	Y = X1*[t – P2] при t ≥ P2, Y = P1 при t < P2
TF	Блок общего вида	Блок задается как отношение двух полиномов до девятой степени
SI	Синус	Y = Sin(X1)
CO	Косинус	Y = Cos(X1)
TA	Тангенс	Y = Tg(X1)
AT	Арктангенс	Y = Arctg(X1)
EX	Экспонента	Y = Exp(X1)
AX	Возведение в степень	Y = (X1)**X2
LN	Натуральный логарифм	Y = Ln(X1)
LG	Десятичный логарифм	Y = Lg(X1)
SR	Корень квадратный	Y = Sqrt(X1)
AB	Модуль	Y = |X1|
G	Усилитель	Y = P1*X1
FG	Функция пользователя	Задается функция массивами своих координат X и Y
AL	Логическое «И»	Y = 1 при X1 > 0 и X2 > 0
OL	Логическое «ИЛИ»	Y = 0 при X1 ≤ 0 и X2 ≤ 0
NL	Логическое «НЕ»	Y = 1 при X ≤ 0, Y = 0 при X > 0
EL	Логическое «=»	Y = 1 при равенстве знаков X1 и X2
R1	Переключение 1	Y = X2 при X1 ≥ 0, Y = X3 при X1 < 0
R2	Переключение 2	Y = X2 при X1 = 0, Y = X3 при X1 ≠ 0
MA	Выделение максимума	Y = MaxX(t), P1 ≤ t ≤ P2
MI	Выделение минимума	Y = MinX(t), P1 ≤ t ≤ P2
MM	Выбор максимума или минимума	Y = Min(X1(t), X2(t)) при P1 = 0, Y = Max(X1(t), X2(t)) при P1 ≠ 0
K	Константа	Y = P1
+	Весовой сумматор	Y = P1*X1 + P2*X2 + P3*X3
–	Инвертор	Y = –X1
X	Умножитель	Y = X1*X2
/	Делитель	Y = X1/X2

Таблица 8.5

Нелинейности, используемее в ПК ИАСС

Блок	Функция	Содержание	Блок	Функция	Содержание
N0	Знаковая функция	Y, +1, X1, –1	N6	Скачок	Y, P1, P2, X1
N1	Нечувствительность	Y, P2, P1, X1	N7	Квантование	Y, X1
N2	Реле с зоной нечувствительности	Y, +1, P2, P1, X1, –1	N8	Реле с гистерезисом	Y, X1, P2, P1
N3	Ограничение	Y, P1, X1, P2	N9	Реле с гистерезисом и нечувствительностью	Y, P2, P1, X1
N4	Нечувствительность с ограничением	Y, +1, P2, P1, X1, –1	NA	Люфт	Y, P1, X1
N5	Нессиметричный усилитель	Y, P2, P1, X1	NB	Не используется	

Таблица 8.6

Поле для ввода структурной схемы САР в текстовый редактор

Структура					Параметры			
Ном	Тип	Вх1	Вх2	Вх3	Ном	Параметр 1	Параметр 2	Параметр 3
1	+	3	17		1	–1	1	
2	G	1			2	25		
3	IN	2			3	–1		
4	+	3	6	9	4	–1	–1	–1
5	G	4			5	12.5		
6	IN	5			6			
7	X	6	12		7			
8	G	7			8	4		
9	IN	8			9	1		
10	K				10	–0.07		
11	+	9	10		11	1	–1	
12	OL	6	11		12			
13	+	9	15		13	1	–1	
14	G	13			14	5		
15	IN	14			15	1		
16	G	15			16	2.5		
17	IN	16			17	–1		
18					18			
19					19			
20					20			
F1: Стр F2: Парам F3: Выходы F4: Оптим F5: Сохр F6: Загр F7: Конец F8: Авар								

В *средней области* мнемонически представлены наблюдаемые переменные — интересующие пользователя выходы блоков, которые передаются из ТР и изменению не подлежат.

В *нижней области* указываются сервисные данные:

- интервал выдачи данных — шаг по времени, с которым рассчитанные значения выходов блоков будут записываться в файл на диске для последующего построения графиков (по умолчанию равен шагу интегрирования);
- вывод таблицы значений имеет два состояния: «Выводить» и «Не выводить»;
- масштаб графиков имеет два состояния: «Автоматический», когда графики выводятся после окончания расчета, и «Визуальный», когда они выводятся по мере расчета, для чего должны быть заданы минимум и максимум по оси *Y*.

Рассчитанные графические зависимости могут быть построены, перестроены после каких-либо изменений (например, смена масштаба и др.), распечатаны на принтере и др.

Пример 8.5. С помощью ПК МАСС построить переходный процесс регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети.

Уравнения системы:

$$\left.\begin{aligned}
&T_\varphi p\varphi = \rho;\\
&(T_\eta p + 1)\eta = \varphi;\\
&(T_\sigma p + 1)\sigma = -\eta - \mu;\\
&p\mu = \begin{cases} \dfrac{1}{T_\mu}\sigma & \text{при } \mu > \mu_{\text{мин}} \\ & \text{или } \mu \le \mu_{\text{мин}} \text{ и } \sigma > 0;\\ 0; & \end{cases}\\
&(T_\rho p + 1)\rho = \mu.
\end{aligned}\right\} \qquad (8.55)$$

Начальные условия:

$$\varphi(0) = \eta(0) = -1; \quad \sigma(0) = 0; \quad \mu(0) = \rho(0) = 1. \qquad (8.56)$$

Здесь, как и ранее в примерах, динамика САР описана *однородной* системой уравнений с *ненулевыми* начальными условиями. Последние представляют собой отклонения координат САР от их установившихся значений, принимаемых после завершения переходного процесса в устойчивой САР. Эти отклонения определяются при $t = 0 + \varepsilon$, где $t = 0$ — время мгновенного сброса нагрузки, а ε — сколь угодно малая положительная величина.

Примем значения постоянных времени звеньев: $T_\varphi = 0{,}4$ с; $T_\eta = 0{,}04$ с; $T_\sigma = 0{,}08$ с; $T_\mu = 0{,}25$ с; $T_\rho = 0{,}2$ с и координату нижнего упора главного сервомотора $\mu_{\text{мин}} = -0{,}07$ (значение завышено, чтобы сократить время выбега ротора, пока сервомотор находится на упоре).

В уравнении главного сервомотора учтены условия, при которых он находится на нижнем упоре $\mu_{\text{мин}}$, когда регулирующие клапаны полностью закрыты, и сходит с упора при $\sigma > 0$. На холостом ходу после успешного завершения переходного процесса (максимальное значение частоты вращения ниже уровня срабатывания автомата безопасности) все обобщенные координаты системы принимают нулевое значение.

Запишем уравнения системы в нормальной форме Коши:

$$\left.\begin{aligned}
&p\varphi = \frac{1}{T_\varphi}\rho;\\
&p\eta = \frac{1}{T_\eta}(\varphi - \eta);\\
&p\sigma = \frac{1}{T_\sigma}(-\eta - \sigma - \mu);\\
&p\mu = \begin{cases} \dfrac{1}{T_\mu}\sigma & \text{при } \mu > \mu_{\text{мин}} \\ & \text{или } \mu \le \mu_{\text{мин}} \text{ и } \sigma > 0;\\ 0; & \end{cases}\\
&p\rho = \frac{1}{T_\rho}(\mu - \rho),
\end{aligned}\right\} \qquad (8.57)$$

в соответствии с которыми составим структурную схему из блоков ПК МАСС (рис. 8.15).

Перенумеруем блоки, вызовем текстовый редактор и введем структурную схему в панель «Структура», а параметры блоков — в панель «Параметры» (см. табл. 8.6). Зададим

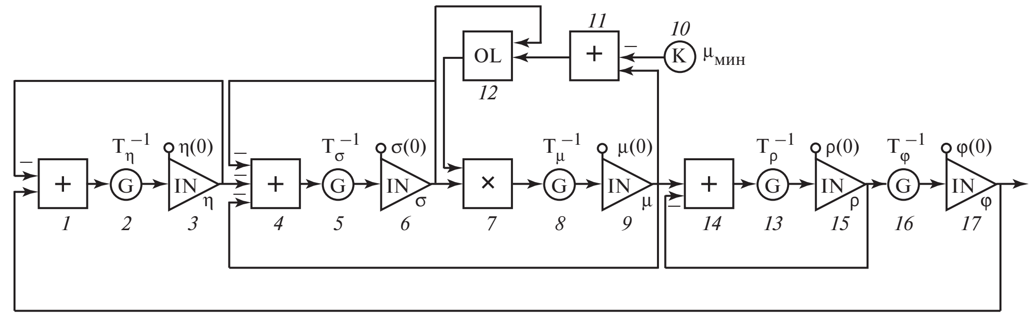


Рис. 8.15. Структурная схема САР, составленная из блоков ПК МАСС:
1—17 — номера блоков

Таблица 8.7

Выход 1	Выход 2	Выход 3	Выход 4	Выход 5	Выход 6	Выход 7	Выход 8
3	6	9	15	17			
F1 Очистить		↓ + Маркер		Enter Ввод		Esc Конец	

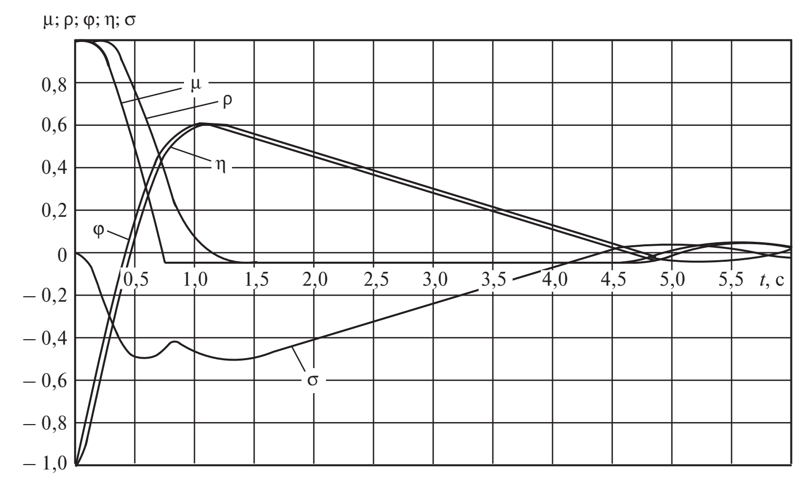


Рис. 8.16. Кривые переходного процесса регулирования частоты вращения (к примеру 8.5)

номера блоков, выходы которых будут наблюдаемыми переменными (табл. 8.7).

Присвоим имя модели «Пример 8.5». Проверим, что модель занесена в библиотеку моделей.

Выйдем из текстового редактора и перейдем в окно «Эксперимент». В качестве метода интегрирования выберем метод Рунге—Кутта с постоянным шагом, зададим шаг интегрирования 0,001 с, время наблюдения 6 с, интервал выдачи данных 0,05 с, вывод таблицы значений и автоматический масштаб графиков.

Проведем расчет, распечатаем (при необходимости) таблицу значений и построим графические зависимости (рис. 8.16).

8.6. ПОСТРОЕНИЕ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА В СРЕДЕ SIMULINK

В настоящее время одним из самых мощных средств исследования динамических процессов методами математического моделирования является система SIMULINK, входящая в состав семейства программных продуктов MATLAB [15, 50].

Для построения переходного процесса в САР используется лишь малая часть ее возможностей. Ниже рассматриваются лишь те из них, которые относятся к этой задаче.

При запуске SIMULINK из командного окна MATLAB соответствующей кнопкой на ее панели инструментов открывается окно обозревателя библиотеки блоков SIMULINK (Simulink Library Browser). Библиотека содержит разделы блоков:

- Continuous — аналоговых элементов;
- Discontinuous — нелинейных элементов;
- Discrete — дискретных элементов;
- Look-Up Tables — таблиц;
- Math Operations — математических операций;
- Model Verification — проверки свойств сигналов;
- Model-Wide Utilities — дополнительных утилит;

- Ports&Subsystems — портов и подсистем;
- Signal Attributes — задания свойств сигналов;
- Signal Routing — маршрутизации сигналов;
- Sinks — приема и отображения сигналов;
- Sources — источников сигнала;
- User-Defined Function — функций, определяемых пользователем.

Для построения модели САР в среде SIMULINK надо последовательно выполнить следующие действия:

1) создать новый файл модели кнопкой на панели инструментов;

2) перенести в окно модели с помощью манипулятора «мышь» требуемые блоки, открывая для этого соответствующие разделы библиотеки;

3) провести соединения блоков, при необходимости перемещая и/или поворачивая их на 90 или 180°;

4) изменить параметры блоков, отличающиеся от установленных по умолчанию;

5) сохранить модель в виде файла на диске, указав папку и имя файла;

6) задать параметры моделирования (интервал моделирования, метод интегрирования и др.);

7) установить параметры обмена с рабочей областью MATLAB (ввод и вывод из нее промежуточных данных и результатов моделирования);

8) выполнить моделирование, запустив его кнопкой на панели инструментов;

9) завершить работу, сохранив модель и результаты моделирования, закрыв окна модели и обозревателя библиотеки, а также командное окно MATLAB.

Рассмотрим эти операции более подробно на конкретном примере.

Пример 8.6. В среде SIMULINK построить переходный процесс регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети.

Уравнения системы:

$$\left.\begin{aligned}
&T_\varphi p\varphi = \rho - f(t);\\
&(T_\eta p + 1)\eta = \varphi;\\
&(T_\sigma p + 1)\sigma = -\eta - \mu;\\
&p\mu = \begin{cases} \dfrac{1}{T_\mu}\sigma & \text{при } \mu > \mu_{мин} \\ & \text{или } \mu \le \mu_{мин} \text{ и } \sigma > 0; \\ 0; & \end{cases}\\
&(T_\rho p + 1)\rho = \mu.
\end{aligned}\right\} \quad (8.58)$$

Начальные условия: $\varphi(0) = \eta(0) = \sigma(0) = \mu(0) = \rho(0) = 0$.

В отличие от примера 8.5 переходный процесс регулирования описан *неоднородной* системой уравнений с *нулевыми* начальными условиями: в уравнении ротора турбины сброс полной нагрузки учтен функцией $f(t) = -\mathbf{1}(t)$, а обобщенные координаты САР отсчитываются от значений, которые они имели *до сброса* нагрузки, т.е. в момент времени $t = 0 - \varepsilon$, где ε — сколь угодно малая положительная величина.

Сохраним прежние значения постоянных времени звеньев: $T_\varphi = 0{,}4$ с; $T_\eta = 0{,}04$ с; $T_\sigma = 0{,}08$ с; $T_\mu = 0{,}25$ с; $T_\rho = 0{,}2$ с. Координата нижнего упора главного сервомотора изменится и примет значение $\mu_{мин} = -1{,}07$.

Запускаем SIMULINK, открываем окно модели и в соответствии с уравнениями (8.58) переносим в него следующие блоки.

1. Из раздела Continuous:
   - Transfer Fcn — передаточная функция;
   - Integrator — интегратор.
2. Из раздела Math Operations:
   - Sum — сумматор;
   - Gain — усилитель (умножает входную величину на постоянный коэффициент);
   - Product — умножитель;
   - Relational Operator — оператор отношения (сравнивает текущие значения входных сигналов);

- Logical Operator — логический оператор (реализует одну из базовых логических функций).

3. Из раздела Sources:
   - Constant — источник постоянного сигнала;
   - Step — генератор ступенчатого сигнала;
   - Clock — источник времени (формирует сигнал, который на каждом шаге равен текущему времени моделирования.
4. Из раздела Signal Routing
   - Mux — мультиплексор (объединяет входные сигналы в вектор).
5. Из раздела Sinks:
   - Scope — осциллограф (предназначен для наблюдения за изменениями сигналов в процессе моделирования и построения графиков в функции времени);
   - To Workspace — блок записи в рабочую область MATLAB данных, поступающих на его вход.

Начиная с версии MATLAB 7.0.1, Simulink Library Browser включает в себя раздел Commonly Used Blocks — обычно используемые блоки, из которого в окно рассматриваемой модели можно перенести все перчисленные блоки за исключением Clock и To Workspace.

В соответствии с уравнениями (8.58) соединяем блоки в модели между собой, при необходимости форматируя их и перемещая, отображая или скрывая надписи блоков.

Задаем параметры блоков, отличные от установленных по умолчанию. Для этого, указав курсором на изображение блока, дважды щелкаем левой клавишей мыши, чем открываем окно параметров данного блока и затем вносим необходимые изменения.

Блок Transfer Fcn формирует передаточную функцию в виде отношения двух полиномов, причем степень полинома числителя не должна превышать степень полинома знаменателя, а коэффициенты располагаются по убыванию степени переменной s. Начальные условия полагаются нулевыми.

В блоках *Transfer Fcn1 — Fcn3* задаем значения их постоянных времени $T_\eta = 0{,}04$ с, $T_\sigma = 0{,}08$ с, $T_\rho = 0{,}2$ с, используя в качестве десятичного разделителя точку вместо запятой.

В блоках *Constant1* и *2* устанавливаем соответственно значения координат среднего положения отсечного золотника $\sigma = 0$ и нижнего упора главного сервомотора $\mu_{мин} = -1{,}07$.

В блоках *Gain1* и *2* задаем обратные величины постоянных времени главного сервомотора $T_\mu^{-1} = 4$ с$^{-1}$ и ротора турбины $T_\varphi^{-1} = 2{,}5$ с$^{-1}$.

В блоке *Step* указываем: соответствующее моменту сброса нагрузки время наступления перепада сигнала (Step time) $t = 0$ и конечное значение сигнала (Final value) $h_к = -1$, которое вместе с принятым по умолчанию начальным значением сигнала (Initial value) $h_н = 0$ задает перепад сигнала, т.е. значение сброшенной нагрузки. Для сброса полной нагрузки $\Delta h = h_к - h_н = -1$.

Оба оператора отношения (*Relational Operator1* и *2*) являются операторами «меньше», а логический оператор (*Logical Operator*) — логическим «ИЛИ» (OR).

В списке знаков (List of signs) сумматоров (*Sum1* и *2*) в необходимом порядке указываются знаки «плюс» и «минус».

Модель принимает окончательный вид, показанный на рис. 8.17. Сохраняем ее на диске под именем *Primer 8.6.*

Определяем параметры моделирования в панели управления меню Simulation/Configuration Parameters…, которую также можно открыть быстрыми клавишами Ctrl + E. Задаем:

- интервал моделирования (Simulation time):

  начальное время (Start time) $t_н = 0$ с;

  конечное время (Stop time) $t_к = 6$ с;
- метод интегрирования (Solver) — ode4 (Рунге—Кутта четвертого порядка с постоянным шагом);
- постоянный шаг интегрирования (Fixed-step size) $\Delta t = 0{,}001$ с.

Устанавливаем параметры обмена с рабочей областью MATLAB:

- прореживание (Decimation) — 50 (чтобы при шаге интегрирования $\Delta t = 0{,}001$ с

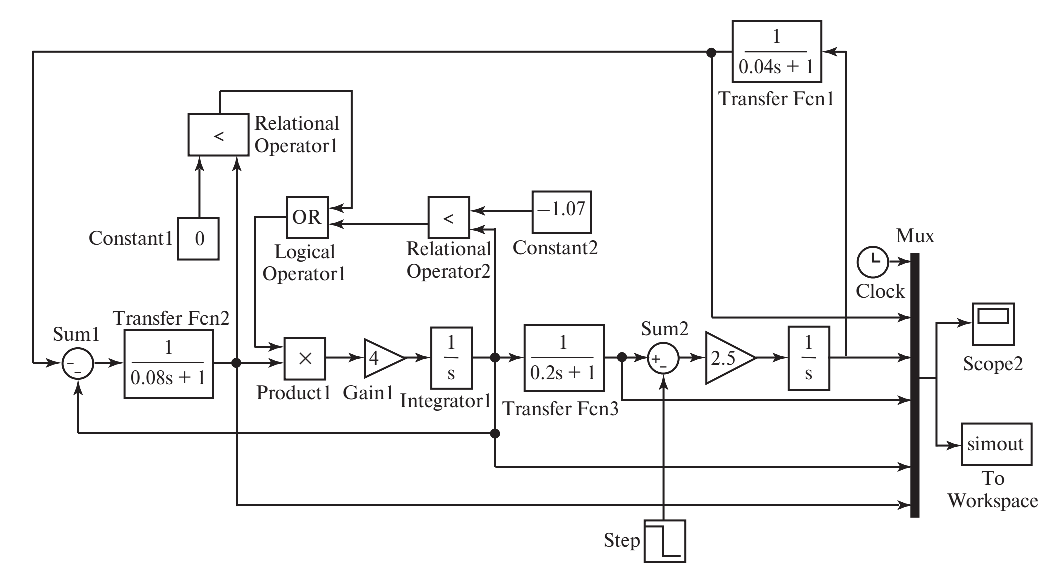


Рис. 8.17. Модель САР в среде SIMULINK (нулевые начальные условия)

промежуточные данные записывались с шагом 50Δt = 0,05 с);

• формат сохранения данных (Save format) — массив (Array).

Процесс моделирования можно запустить либо через меню Simulation/Start, либо быстрыми клавишами Ctrl + T, либо кнопкой на панели инструментов.

Результаты моделирования записываются в рабочей области MATLAB не только в файл simout, но и в файл ScopeData. В последнем автоматически с выбранным шагом фиксируется текущее время моделирования, что дает возможность исключить из модели блок Clock.

Графики переходного процесса можно построить, оставаясь в среде SIMULINK, но лучше перенести результаты моделирования в Excel и воспользоваться богатыми возможностями последнего для построения и редактирования диаграмм (рис. 8.18).

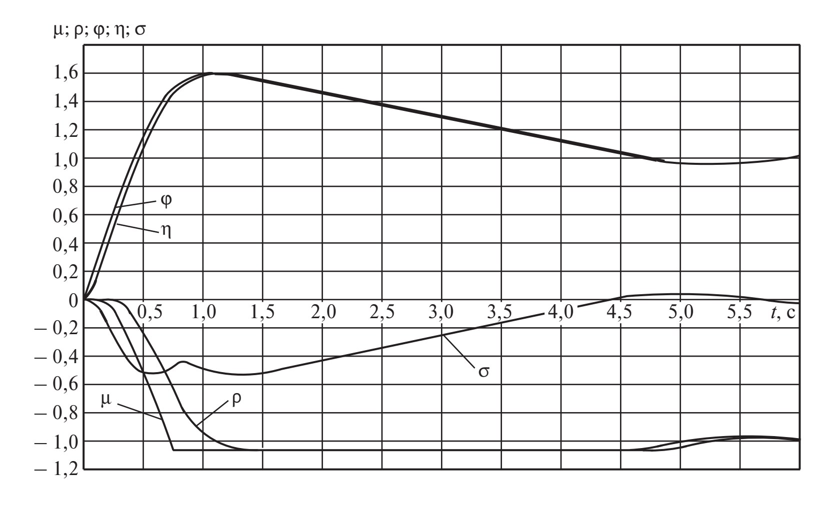


Рис. 8.18. Кривые переходного процесса регулирования частоты вращения (к примеру 8.6)

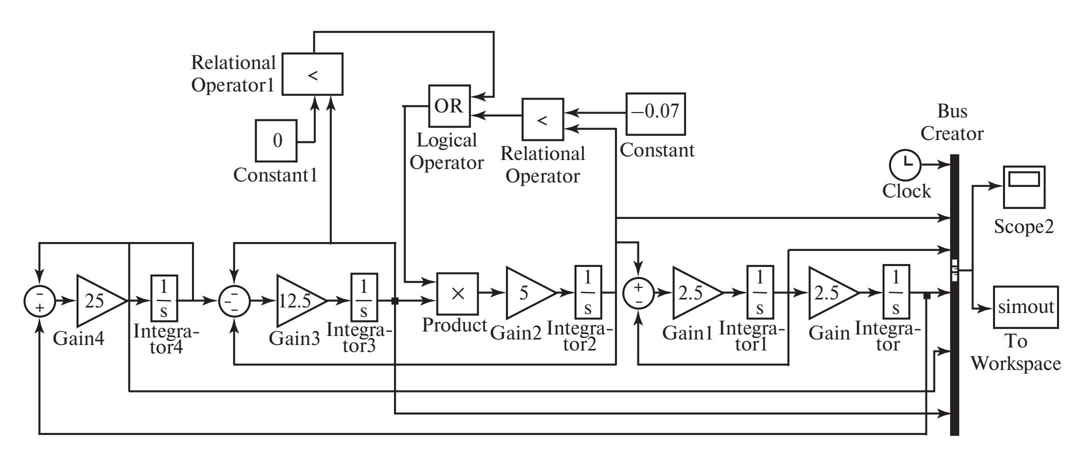


Рис. 8.19. Модель САР в среде SIMULINK (ненулевые начальные условия)

Если, как в примере 8.5, динамика этой САР описывается *однородной* системой уравнений (8.55) или (8.57) с *ненулевыми* начальными условиями (8.56), модель в SIMULINK принимает несколько иной вид (рис. 8.19). Ее отличия от предыдущей (см. рис. 8.17) заключаются в том, что:

- каждый блок — передаточная функция (Transfer Fcn) заменен последовательно соединенными сумматором (Sum), усилителем (Gain) и интегратором (Integrator), охваченными единичной отрицательной обратной связью;
- мультиплексор (Mux) заменен шинным формирователем (Bus Creator), что не является обязательным;
- должны быть заданы ненулевые начальные условия на всех интеграторах, кроме третьего (Integrator3), на котором нулевое начальное условие установлено по умолчанию;
- изменилось постоянное значение $\mu_{мин} = -0{,}07$, которое должно быть задано в блоке Constant.

Кривые переходного процесса, полученные на этой модели, совпадают с кривыми, данными на рис. 8.16, и только внешним видом (началом отсчета координат) отличаются от представленных на рис. 8.18. Если совместить начальные точки (при $t = 0$) всех кривых, получим результат, показанный на рис. 8.18.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для какого возмущающего воздействия неоднородное дифференциальное уравнение САР можно привести к однородному? Как в этом случае определяются начальные условия?
2. Какой вид имеет решение однородного дифференциального уравнения САР при нулевых и ненулевых начальных условиях?
3. Что должно быть задано в качестве начальных условий дифференциального уравнения САР n-го порядка?
4. Если искать решение однородного дифференциального уравнения САР в виде (8.4), какими будут постоянные интегрирования в слагаемых, соответствующих комплексно-сопряженным корням характеристического уравнения САР?
5. В каком случае и в каких целях имеет смысл перейти в дифференциальных уравнениях звеньев САР к безразмерному времени?
6. Как зависят начальные условия в однородном дифференциальном уравнении САР от значения сброшенной нагрузки?
7. Меняется ли вид решения дифференциального уравнения САР для ее различных обобщенных координат?
8. Почему при достижении координатой какого-нибудь звена САР предельного значения приходится не только изменять уравнение этого звена, но и заново рассчитывать новые начальные условия?

9. В чем заключается преимущество интегрирования дифференциального уравнения САР с помощью преобразования Лапласа?
10. Почему наиболее эффективным оказывается применение преобразования Лапласа для интегрирования неоднородного дифференциального уравнения САР при нулевых начальных условиях?
11. В чем заключается равномерность относительного затухания экспоненты и как это свойство может быть использовано для ее построения?
12. Чему в пределах шага интегрирования принимается равным значение входного воздействия звена при построении переходного процесса в нем методом Башкирова?
13. Почему при построении методом Башкирова переходного процесса в апериодическом звене первого порядка желательно, чтобы отношение постоянной времени звена к полушагу интегрирования равнялось целому числу?
14. В чем заключается основная идея частотного метода построения переходного процесса в САР?
15. Почему в частотном методе построения переходного процесса в качестве типовой кривой выбрана трапецеидальная частотная характеристика?
16. Чем следует руководствоваться при выборе числа трапецеидальных частотных характеристик для аппроксимации исходных кривых: $R(\omega)$ или $P(\omega)$?
17. Перечислите этапы построения переходного процесса в САР с помощью программного комплекса МАСС.
18. Какие действия необходимо выполнить, чтобы построить переходный процесс в САР в среде SIMULINK ?

Глава девятая

КАЧЕСТВО ПРОЦЕССОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Когда к системе автоматического регулирования прикладывается внешнее воздействие, задающее или возмущающее, в ней возникает переходный процесс. Требования, которые предъявляются к отработке системой этих воздействий, объединяются понятием *качества процесса регулирования* или *качества САР*.

Так как переходный процесс имеет две составляющие — переходную (свободную) и установившуюся (вынужденную), то и показатели качества характеризуют их по отдельности.

9.1. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ В УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ

Качество процесса регулирования в установившихся режимах или *точность регулирования* оценивают по ошибкам, с которыми воспроизводятся заданные значения регулируемых величин. Эти ошибки зависят от того, каким воздействием, задающим или возмущающим, они вызваны, и от характера этих воздействий.

Рассмотрим сначала случай, когда к системе приложено только задающее воздействие $g(t)$, а $f(t) \equiv 0$.

Если на входе одноконтурной системы, структурная схема которой показана на рис. 9.1, действует сигнал $g(t)$, то установившаяся ошибка регулирования составит $\varepsilon_в(t) = g(t) - x_в(t)$, где $x_в(t)$ — вынужденная составляющая регулируемой величины $x(t)$.

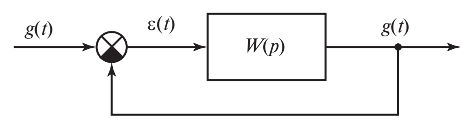


Рис. 9.1. Структурная схема одноконтурной САР

Передаточную функцию замкнутой системы относительно ошибки регулирования найдем из очевидных соотношений

$$X_в(p) = W(p)E_в(p);$$

$$E_в(p) = G(p) - X_в(p),$$

откуда

$$\Phi_{g\varepsilon}(p) = E_в(p)/G(p) = 1/(1 + W(p)). \quad (9.1)$$

Разложим передаточную функцию $\Phi_{g\varepsilon}(p)$ в ряд Тейлора в окрестности точки $p = 0$, что соответствует $t \to \infty$, т.е. значению установившейся ошибки при заданном $g(t)$:

$$\Phi_{g\varepsilon}(p) = c_0 + c_1 p + c_2 p^2 + \ldots = \sum_{k=1}^{\infty} c_k p^k, \quad (9.2)$$

где

$$c_0 = [\Phi_{g\varepsilon}(p)]_{p=0};\ c_1 = [\mathrm{d}\Phi_{g\varepsilon}(p)/\mathrm{d}p]_{p=0};\ \ldots;$$
$$c_m = (1/m!)[\mathrm{d}^m\Phi_{g\varepsilon}(p)/\mathrm{d}p^m]_{p=0}. \quad (9.3)$$

Величины c_0, c_1, …, c_m называются *коэффициентами ошибок*. Вычисление их по формулам (9.3) представляет значительные трудности, которые можно обойти, если записать передаточную функцию $\Phi_{g\varepsilon}(p)$ в виде

$$\Phi_{g\varepsilon}(p) = \frac{b_m + b_{m-1}p + \ldots + b_0 p^m}{a_n + a_{n-1}p + \ldots + a_0 p^n}, \quad (9.4)$$

подставить это выражение в (9.2), умножить обе части полученного тождества на знаменатель (9.4) и приравнять коэффици-

енты при одинаковых степенях p. Тогда получим

$$\left.\begin{aligned} b_m &= c_0 a_n; \\ b_{m-1} &= c_1 a_n + c_0 a_{n-1}; \\ b_{m-2} &= c_2 a_0 + c_1 a_{n-1} + c_0 a_{n-2}; \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots, \end{aligned}\right\} \quad (9.5)$$

откуда следует рекуррентная формула

$$c_k = \frac{1}{a_n}\left(b_{m-k} - \sum_{r=1}^{k} c_{k-r} a_{n-r}\right), \quad (9.6)$$

причем $b_{m-k} = 0$ при $m < k$ и $a_{n-r} = 0$ при $n < r$.

Если теперь в изображение ошибки

$$E_в(p) = \Phi_{g\varepsilon}(p)G(p) \quad (9.7)$$

подставить (9.2) и перейти к оригиналам, то найдем

$$\varepsilon_в(t) = c_0 g(t) + c_1 \mathrm{d}g(t)/\mathrm{d}t + \ldots + c_m \mathrm{d}^m g(t)/\mathrm{d}t^m + \ldots \quad (9.8)$$

Разложение (9.2) может быть положено в основу классификации САР по точности отработки входного воздействия, аппроксимируемого полиномом. Классификационным признаком служит *порядок астатизма* ν.

Если $g(t)$ = const, то все производные $\mathrm{d}g(t)/\mathrm{d}t = \mathrm{d}^2g(t)/\mathrm{d}t^2 = \ldots = 0$ и в правой части (9.8) может быть отличным от нуля только первый член. Если $c_0 = \Phi_{g\varepsilon}(0) \neq 0$, то установившаяся ошибка системы пропорциональна входному воздействию, т.е. $\varepsilon_в(t) = c_0 g(t)$, а сама система называется *статической* или *системой с астатизмом нулевого порядка*.

Системой с астатизмом первого порядка или *астатической системой* называется система, установившаяся ошибка которой при отработке постоянного сигнала равна нулю, а при отработке сигнала, линейно меняющегося со временем, т.е. $g(t) = g_0 + g_1 t$ (режим постоянной скорости), постоянна и пропорциональна скорости изменения этого возмущения. Из (9.8) следует, что для этого должно быть: $c_0 = 0$; $c_1 \neq 0$.

В системе с астатизмом ν-го порядка

$$c_0 = c_1 = \ldots = c_{\nu-1} = 0;\ c_\nu \neq 0, \quad (9.9)$$

т.е. порядок астатизма системы равен номеру первого отличного от нуля коэффициента ошибки по рассматриваемому воздействию. Нетрудно видеть, что при отработке сигнала, аппроксимируемого полиномом меньшей степени, чем порядок астатизма, установившаяся ошибка в ней равна нулю.

Коэффициент c_0 называют *коэффициентом статической,* или *позиционной, ошибки*, c_1 — *коэффициентом скоростной ошибки*, c_2 — *коэффициентом ошибки от ускорения*.

Астатизм системы определяется наличием в ней интегрирующих звеньев. С ростом их числа порядок астатизма и точность регулирования увеличиваются, но затрудняется обеспечение устойчивости системы.

Если к системе кроме задающего $g(t)$ одновременно приложено и возмущающее воздействие $f(t)$, то на основании принципа суперпозиции суммарная установившаяся ошибка системы

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_g(t) + \varepsilon_f(t), \quad (9.10)$$

где $\varepsilon_g(t)$ — ошибка отработки задающего воздействия; $\varepsilon_f(t)$ — ошибка отработки возмущающего воздействия. Последняя находится так же, как и $\varepsilon_g(t)$, только коэффициенты ошибок определяются разложением в ряд Тейлора передаточной функции системы по возмущающему воздействию $\Phi_{f\varepsilon}(p)$.

Система регулирования может быть статической (астатической) по отношению к обоим воздействиям или статической по отношению к одному из них и астатической по отношению к другому.

Пример 9.1. Определить статические ошибки системы регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины, структурная схема которой представлена на рис. 9.2, при постоянных задающем и возмущающем воздействиях.

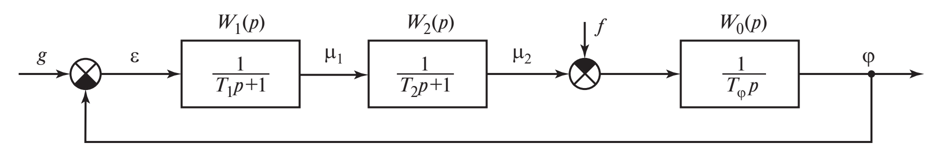


Рис. 9.2. Структурная схема одноконтурной системы регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины

Передаточная функция разомкнутой системы

$$W(p) = K(p)/D(p),$$

где $K(p) = 1$; $D(p) = T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)$.

Передаточные функции замкнутой системы составляют:

по задающему воздействию

$$\Phi_{g\varepsilon}(p) = \frac{1}{1 + W(p)} = \frac{D(p)}{D(p) + K(p)} = \\ = \frac{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_2 p + 1) + 1};$$

по возмущающему воздействию

$$\Phi_{g\varepsilon}(p) = \frac{W_0(p)}{1 + W(p)} = \frac{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_2 p + 1) + 1}.$$

Так как внешние воздействия постоянны, то учитываем только статические ошибки по этим воздействиям:

$$\varepsilon_g(t) = [\Phi_{g\varepsilon}(p)]_{p=0} g_0 = 0;$$
$$\varepsilon_f(t) = [\Phi_{f\varepsilon}(p)]_{p=0} f_0 \neq 0.$$

Следовательно, система является статической по отношению к возмущающему воздействию и астатической по отношению к задающему воздействию.

Сформулирован общий *структурный признак* определения порядка астатизма замкнутой системы по отношению к рассматриваемому воздействию, который равен числу интегрирующих звеньев в цепи обратной связи между точкой приложения этого воздействия (входом) и местом измерения ошибки (выходом) и не зависит от числа интегрирующих звеньев в прямой цепи преобразования сигнала между этими точками.

Применение этого признака к условию примера 9.1 сразу дает полученный в нем результат, если учесть, что по отношению к возмущающему воздействию цепь обратной связи с передаточной функцией $W_1(p)W_2(p)$ не содержит интегрирующих звеньев, а по отношению к задающему воздействию цепью обратной связи является весь разомкнутый контур с одним интегрирующим звеном и передаточной функцией $W(p) = W_1(p)W_2(p)W_0(p)$.

9.2. ПРЯМАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ПРИ СТУПЕНЧАТОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Прямые оценки качества переходного процесса в устойчивых САР чаще всего получают, определяя реакцию системы на *типовые детерминированные воздействия*: ступенчатое (скачок) или импульсное. Качество регулирования проверяют раздельно для задающего и возмущающего воздействий, причем одно из них выбирается типовым, а второе принимается постоянным или равным нулю. Показатели качества определяют либо по значениям регулируемой величины, либо по отклонениям $\varepsilon(t)$.

Расчетные методы построения переходного процесса подробно рассмотрены в гл. 8. Наряду с ними кривая переходного процесса может быть получена экспериментально, например при осциллографировании сброса нагрузки.

На рис. 9.3 показана кривая некоторого переходного процесса, вызванного скачкообразным изменением возмущающего воз-

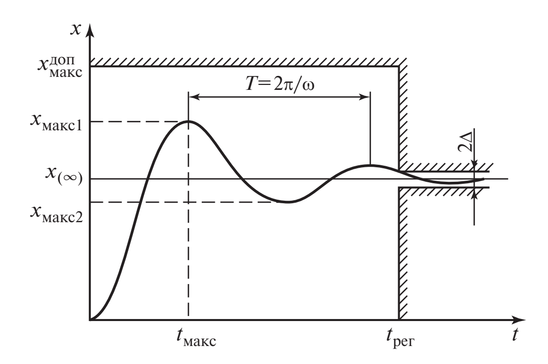


Рис. 9.3. Прямые показатели качества переходного процесса при ступенчатом возмущении

действия в системе, статической по отношению к этому воздействию.

К прямым показателям качества этого процесса относятся:

1) *установившееся значение выходной величины* $x(\infty)$, определяющее *статическую точность* системы;

2) *время регулирования* $t_{\text{рег}}$, определяемое из условия

$$|x(t) - x(\infty)| \leq 0 \quad \text{при } t > t_{\text{рег}}, \qquad (9.11)$$

где Δ — постоянная величина, значение которой должно быть задано. Чаще всего выбирается $\Delta = 0{,}05x(\infty)$, если нет более жестких требований;

3) *перерегулирование* или *максимальная динамическая ошибка*

$$\beta = \frac{x_{\text{макс}} - x(\infty)}{x(\infty)}, \qquad (9.12)$$

где $x_{\text{макс}}$ — максимальное значение регулируемой величины в переходном процессе. Допустимое значение $x_{\text{макс}}^{\text{доп}}$ определяется, как правило, из условия обеспечения надежной работы оборудования и связано с выбором уставок системы защиты.

Значения $x_{\text{макс}}^{\text{доп}}$, $x(\infty)$ и $t_{\text{рег}}$ определяют область допустимых отклонений регулируемой величины в переходном процессе. Границы этой области показаны на рис. 9.3 штриховкой.

Перечисленные показатели качества являются основными характеристиками переходного процесса. Для колебательных переходных процессов определяются дополнительно:

4) круговая частота колебаний $\omega = 2\pi/T$, где T — период колебаний;

5) число колебаний n за время регулирования;

6) декремент затухания χ, равный отношению модулей двух смежных перерегулирований:

$$\chi = \frac{|x_{\text{макс}\,1} - x(\infty)|}{|x_{\text{макс}\,2} - x(\infty)|};$$

7) время достижения первого максимума $t_{\text{макс}}$.

Построение кривой переходного процесса дает исчерпывающее представление о его качестве, но только при заданных параметрах системы и определенных воздействиях. Этим обычно завершается анализ системы.

Для синтеза САР желательно установить связь между показателями качества переходного процесса и параметрами системы по некоторым косвенным признакам без построения самого процесса.

Существуют три группы приближенных косвенных оценок качества, имеющие каждая свою область применения, достоинства и недостатки: частотные, корневые и интегральные. Рассмотрим их в этой последовательности.

9.3. ЧАСТОТНЫЕ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА

Частотные оценки качества переходного процесса базируются на связи, которая существует между процессами, вызываемыми в системе ступенчатыми и гармоническими воздействиями. Большим преимуществом частотных оценок является

возможность использования не только расчетных, но и экспериментальных данных, а также наглядность изменений характеристик, вызываемых изменениями параметров и структуры системы. В оценках могут использоваться разные частотные характеристики. Для *минимально-фазовых систем*, у которых все полюсы и нули передаточных функций имеют отрицательные или равные нулю действительные части, характерна однозначная связь их амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик, и поэтому одна АЧХ полностью определяет все свойства системы, а следовательно, и качество переходных процессов в ней.

Рассмотрим основные показатели качества, определяемые по амплитудно-частотной характеристике замкнутой системы.

Частотным показателем колебательности М называется отношение максимального значения АЧХ при частоте $\omega_{рез}$ к ее значению при $\omega = 0$ (рис. 9.4):

$$M = A_{з.макс}/A_з(0). \tag{9.13}$$

При $M < 1$ (штриховая линия на рис. 9.4) переходная характеристика системы не имеет колебаний. С ростом M колебательность переходного процесса увеличивается. При $M \to \infty$ возникают незатухающие колебания, свидетельствующие о том, что система находится на границе устойчивости. Знаменатель передаточной функции замкнутой системы $\Phi(p)$ при этом имеет пару мнимых корней $\pm j\omega_{рез}$, и характеристика $A_з = |\Phi(j\omega)|$ при $\omega = \omega_{рез}$ терпит разрыв. Обычно считается допустимым иметь $1{,}1 \le M \le 1{,}5$.

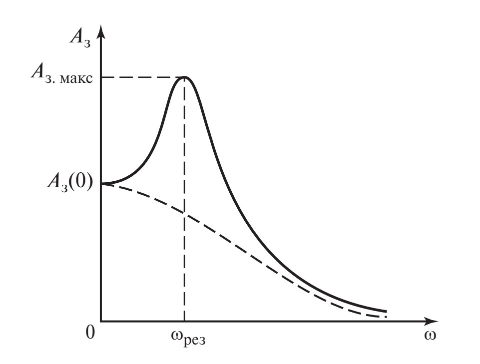


Рис. 9.4. К определению частотного показателя

Частота $\omega_{рез}$, на которой $A_з(\omega)$ имеет максимум, называется *резонансной частотой* системы. На этой частоте гармонические колебания проходят через систему с наибольшим усилением.

Полосой пропускания системы называется интервал частот от $\omega = 0$ до $\omega = \omega_0$, для которого выполняется условие $A_з(\omega_0) \ge$ $\ge 0{,}707\ A_з(0)$. Полоса пропускания должна быть достаточно широкой, чтобы система могла качественно воспроизвести полезный сигнал (задающее воздействие), но не настолько широкой, чтобы воспроизводились высокочастотные помехи.

При *частоте среза* $\omega_{ср}$ $A_з(\omega_{ср}) = 1$. Эта частота является косвенной характеристикой длительности переходного процесса

$$t_{рег} \approx (1\ldots2)\,\frac{2\pi}{\omega_{ср}}. \tag{9.14}$$

К частотным оценкам качества относятся рассмотренные в § 7.6 и 7.7 *запасы устойчивости по фазе* и *по модулю*, оцениваемые по АФХ разомкнутой системы или ее логарифмическим частотным характеристикам. Малые запасы устойчивости свидетельствуют о склонности системы к колебаниям.

Как было показано в § 8.4, переходный процесс в системе, вызванный единичным ступенчатым воздействием при нулевых начальных условиях, т.е. его переходная характеристика, может быть построена по вещественной частотной характеристике замкнутой системы $P(\omega) = \mathrm{Re}[\Phi_f(j\omega)]$ в соответствии с (8.45). Следовательно, по виду этой частотной характеристики можно судить об основных показателях переходной характеристики. Рассмотрим

соответствие некоторых свойств $P(\omega)$ и $x(t) = h(t)$.

Непосредственно из доказанной в § 8.4 теоремы изменения масштаба [см. (8.53)] следует, что чем больше полоса пропускания системы, т.е. чем «шире» ее частотная характеристика $P(\omega)$, тем выше быстродействие системы.

Из теорем о конечном и начальном значениях операционного исчисления следует, что

$$x(\infty) = \lim_{t \to \infty} x(t) = \lim_{\omega \to 0} P(\omega) = P(0), \quad (9.15)$$

$$x(0) = \lim_{t \to 0} x(t) = \lim_{\omega \to \infty} P(\omega) = P(\infty). \quad (9.16)$$

Докажем соотношение (9.15):

$$x(\infty) = \lim_{t \to \infty} x(t) = \lim_{p \to 0} [pX(p)] =$$

$$= \lim_{p \to 0} \left[p \frac{\Phi_f(p)}{p} \right] = \lim_{p \to 0} \Phi_f(p) =$$

$$= \lim_{\omega \to 0} [\Phi_f(j\omega)] = \lim_{\omega \to 0} [P(\omega) + jQ(\omega)] =$$

$$= \lim_{\omega \to 0} P(\omega) = P(0).$$

На рис. 9.5, *а* показаны вещественные характеристики системы, статической (кривая *1*) и астатической (кривая *2*) по отношению к возмущающему воздействию. На рис. 9.5, *б* приведены соответствующие им переходные характеристики.

Разрыв непрерывности $P(\omega)$ при некоторой частоте $\omega = \omega_i \neq 0$ свидетельствует о нахождении системы на границе колебательной устойчивости (кривая *1* на рис. 9.6). В самом деле, из

$$\lim_{\omega \to \omega_i} [\Phi_f(j\omega)] = \lim_{\omega \to \omega_i} [N(j\omega)/A(j\omega)] = \infty$$

следует, что характеристическое уравнение замкнутой системы имеет пару мнимых корней $\pm j\omega_i$, что и доказывает это утверждение.

Если $\lim_{\omega \to 0} P(\omega) = \infty$ (кривая *2* на рис. 9.6), то характеристическое уравнение замкнутой системы имеет нулевой корень и система находится на границе апериодической устойчивости.

Высокие пики на характеристике $P(\omega)$ свидетельствуют о близости одного из корней характеристического уравнения к мни-

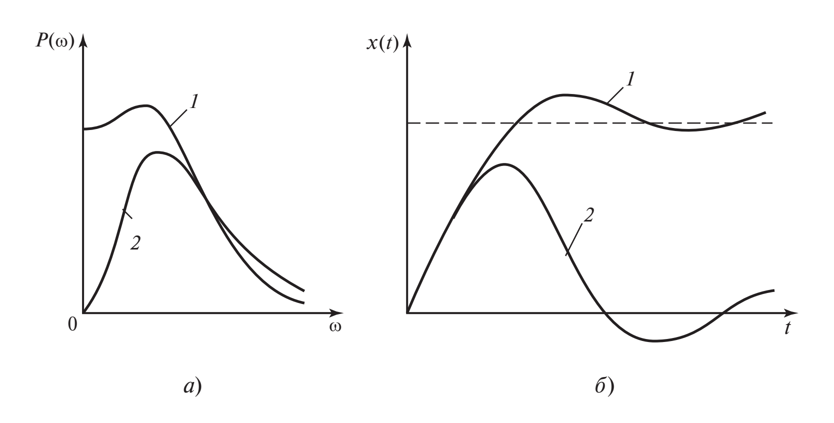


Рис. 9.5. Характеристики статической и астатической САР:

а — вещественные частотные характеристики; *б* — переходные характеристики; *1* — статическая САР; *2* — астатическая САР

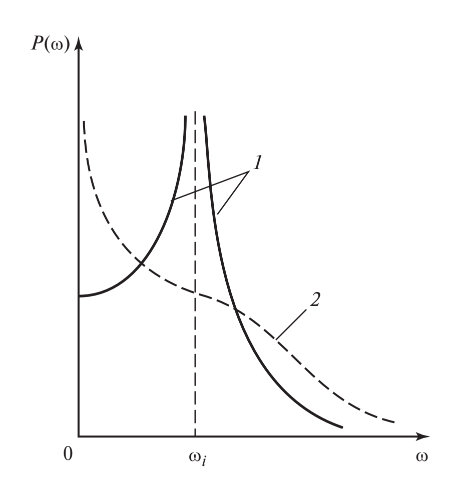


Рис. 9.6. Характеристики САР, находящихся на границе устойчивости:
1 — на границе колебательной устойчивости; *2* — на границе апериодической устойчивости

мой оси и склонности системы к колебаниям.

Оценим перерегулирование системы, если ее вещественная частотная характеристика удовлетворяет условиям:

$$P(\omega) > 0 \text{ и } dP(\omega)/d\omega \le 0, \qquad (9.17)$$

т.е. представляет собой положительную невозрастающую функцию частоты (рис. 9.7, *а*):

$$x(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^{\infty} P(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega =$$

$$= \frac{2}{\pi}\sum_{n=0}^{\infty}\int_{\frac{n\pi}{t}}^{\frac{n+1}{t}\pi}\frac{P(\omega)}{\omega}\sin\omega t\,d\omega \le$$

$$\le \frac{2}{\pi}\int_0^{\pi/t}\frac{P(\omega)}{\omega}\sin\omega t\,d\omega \le$$

$$\le \frac{2}{\pi}P(0)\int_0^{\pi/t}\frac{\sin\omega t}{\omega}\,d\omega = \frac{2}{\pi}P(0)\mathrm{Si}(\pi) =$$

$$= \frac{2}{\pi}1{,}85P(0) = 1{,}18P(0) = 1{,}18x(\infty).$$

Отсюда

$$\beta = \frac{x_{\text{макс}} - x(\infty)}{x(\infty)} \le 0{,}18\,. \qquad (9.18)$$

Можно показать, что если $P(\omega) > 0$, $dP(\omega)/d\omega < 0$, $d^2P(\omega)/d\omega^2 > 0$ (рис. 9.8, *а*), то перерегулирование равно нулю, т.е. переходная характеристика монотонна (рис. 9.8, *б*).

Если же вещественная частотная характеристика имеет максимум (рис. 9.9), то

$$\frac{x(t)}{x(\infty)} \le 1{,}18\frac{P_{\text{макс}}}{P(0)}\,. \qquad (9.19)$$

Для доказательства достаточно представить $P(\omega) = P_1(\omega) - P_2(\omega)$, где $P_1(\omega)$ и $P_2(\omega)$, показанные на рис. 9.9 штриховыми

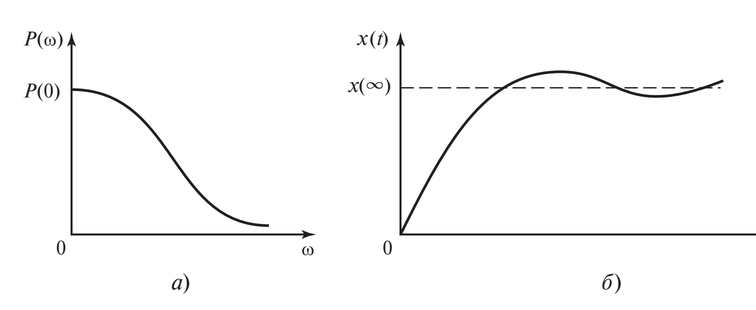


Рис. 9.7. К оценке перерегулирования:
а — вещественная частотная характеристика; *б* — переходная характеристика

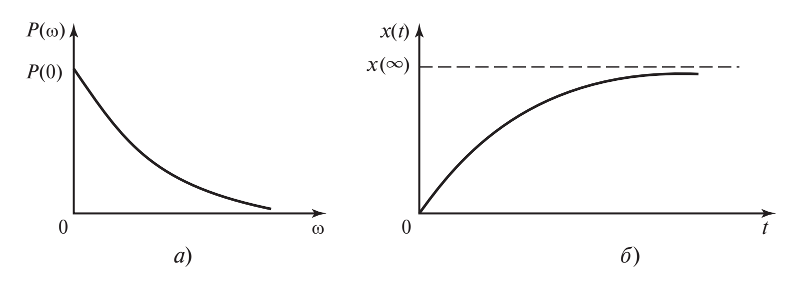


Рис. 9.8. Условия отсутствия перерегулирования:
обозначения те же, что и на рис. 9.7

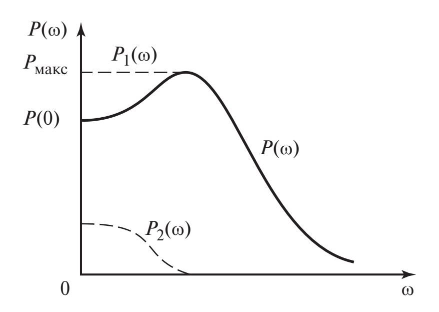


Рис. 9.9. К оценке перерегулирования по вещественной частотной характеристике, имеющей максимум

линиями, удовлетворяют условиям (9.17). Тогда

$$x(t) = \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,\mathrm{d}\omega =$$

$$= \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P_1(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,\mathrm{d}\omega - \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P_2(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,\mathrm{d}\omega <$$

$$< \frac{2}{\pi}\int_0^\infty P_1(\omega)\frac{\sin\omega t}{\omega}\,\mathrm{d}\omega \le 1{,}18 P_{\text{макс}},$$

что и доказывает (9.19), так как $x(\infty) = P(0)$.

9.4. КОРНЕВЫЕ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА

Корневые оценки качества основываются на анализе расположения корней характеристического полинома замкнутой системы, т.е. полюсов ее передаточной функции.

Переходная характеристика системы $x(t) = h(t)$, как показано в § 8.2, может быть построена с помощью преобразования Лапласа, что приводит к одной из формул разложения Хевисайда:

$$x(t) = L^{-1}\left[\frac{\Phi_f(p)}{p}\right] = L^{-1}\left[\frac{N(p)}{pA(p)}\right] =$$

$$= \frac{N(0)}{A(0)} + \sum_{k=1}^{n}\frac{N(p_k)}{p_k A'(p_k)}\,\mathrm{e}^{p_k t}. \quad (9.20)$$

Следовательно, переходная характеристика определяется как полюсами, так и нулями передаточной функции замкнутой САР $\Phi_f(p)$. Во многих случаях ее числитель является постоянной величиной, и тогда для приближенной оценки качества переходного процесса достаточно выделить область, где располагаются корни характеристического уравнения $A(p) = 0$.

Ее можно определить по-разному, например в виде фигуры, ограниченной дугами окружностей с радиусами, равными наибольшему M и наименьшему m из модулей корней характеристического уравнения системы, и отрезками лучей, проведенными из начала координат через ту пару корней, которая дает наибольший угол 2ψ между лучами (рис. 9.10, *а*).

Оценить величины M и m можно, например, на основании *теоремы Какейя*:

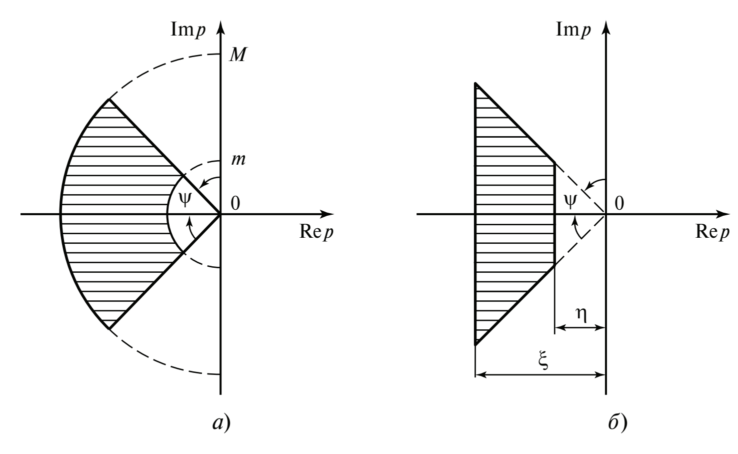


Рис. 9.10. Области расположения корней характеристического уравнения САР:
а — ограничивающие параметры M, m, 2ψ; *б* — ограничивающие параметры η, ξ, 2ψ

если все коэффициенты характеристического уравнения системы

$$A(p) = a_0p^n + a_1p^{n-1} + \ldots + a_n = 0$$

положительны и все отношения последующего коэффициента к предыдущему заключены между двумя положительными числами m и M, т.е. если $0 < m < a_{k+1}/a_k < M$, то $m < |p_k| < M$.

Пример 9.2. Пусть в характеристическом уравнении САР турбины

$$A(p) = \tau_1\tau_2 p^3 + (\tau_1 + \tau_2)p^2 + p + 1 = 0$$

относительные постоянные времени сервомоторов составляют $\tau_1 = 0{,}1$ и $\tau_2 = 0{,}5$. Тогда

$$A(p) = 0{,}05p^3 + 0{,}6p^2 + p + 1 = 0;$$
$$a_{k+1}/a_k = 12;\ 1{,}667;\ 1$$

и для модулей корней имеем оценку $1 < |p_k| < 12$.

Точные значения корней: $p_1 = -10{,}24$; $p_{2,3} = -0{,}88 \pm j1{,}085$; $|p_{2,3}| = 1{,}397$.

Сопоставление с точными значениями корней показывает, что границы модулей корней оценены достаточно хорошо, но во многих случаях они оказываются слишком широкими.

Чаще область нахождения корней характеристического уравнения представляется трапецией (рис. 9.10, *б*), на сторонах и основаниях которой располагаются хотя бы по одному корню, а вне ее корней нет. Эта область определяется тремя параметрами:

- абсолютным значением вещественной части корня (пары корней) η, ближайшего к мнимой оси; эта величина называется *степенью устойчивости*;
- абсолютным значением вещественной части корня (пары корней) ξ, наиболее удаленного от мнимой оси;
- углом 2ψ, внутри и на границах которого расположены все корни; тангенс половины этого угла $\lambda = \mathrm{tg}\psi$ называется *корневым показателем колебательности* или просто *колебательностью* системы.

Общую длительность переходного процесса

$$x(t) = \sum_{k=1}^{n} C_k e^{p_k t} \qquad (9.21)$$

можно характеризовать временем затухания составляющей, определяемой степенью устойчивости η, т.е.

$$x_\eta(t) = C_\eta e^{-\eta t}, \qquad (9.22)$$

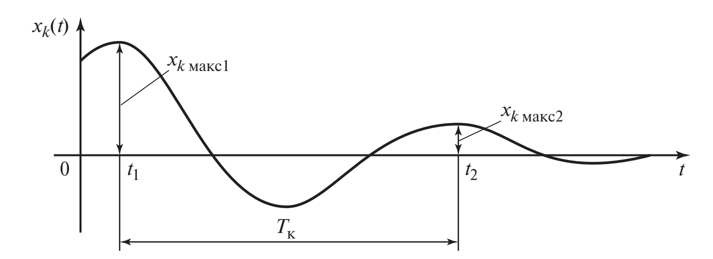


Рис. 9.11. Колебательная составляющая переходного процесса

или

$$x_\eta(t) = D_\eta e^{-\eta t}\sin(\omega t + \gamma), \qquad (9.23)$$

так как экспоненты (9.21), соответствующие остальным корням, затухают быстрее.

Из (9.22) можно получить оценку времени регулирования $t_{рег}$:

$$t_{рег} \approx \frac{1}{\eta}\ln\frac{1}{\Delta} \quad \text{при } \Delta = 0{,}05, \qquad (9.24)$$

остающуюся справедливой и для (9.23).

Рассмотрим составляющую переходного процесса (9.21)

$$x_k(t) = D_k e^{-|\alpha_k|t}\sin(\omega_k t + \gamma_k), \qquad (9.25)$$

соответствующую паре комплексно-сопряженных корней $p_{k,\,k+1} = -|\alpha_k| \pm j\omega_k$, определяющей колебательность $\lambda = \text{tg}\,\psi = \omega_k / |\alpha_k|$ (рис. 9.11), и найдем

$$\frac{x_{k\,\text{макс}2}}{x_{k\,\text{макс}1}} = \frac{e^{-|\alpha_k|(t_1 + T_k)}}{e^{-|\alpha_k|t_1}} = e^{-|\alpha_k|T_k} = e^{-2\pi\frac{|\alpha_k|}{\omega_k}}.$$

Отсюда сразу видно, что чем больше λ, тем медленнее затухает переходный процесс и больше его колебательность.

Диаграмма Вышнеградского. Примером корневых оценок качества переходных процессов является диаграмма Вышнеградского, с помощью которой можно детально исследовать САР третьего порядка.

Характеристическое уравнение САР

$$A(p) = a_0p^3 + a_1p^2 + a_2p + a_3 = 0 \qquad (9.26)$$

введением новой переменной

$$q = p\sqrt[3]{a_0 / a_3} \qquad (9.27)$$

приведем к нормированному виду

$$q^3 + Aq^2 + Bq + 1 = 0, \qquad (9.28)$$

где величины

$$A = \frac{a_1}{\sqrt[3]{a_0^2 a_3}}; \quad B = \frac{a_2}{\sqrt[3]{a_0 a_3^2}} \qquad (9.29)$$

называются *параметрами Вышнеградского*.

Смысл нормировки уравнения (9.26) заключается в существенном сокращении размерности пространства параметров: с четырех в исходном уравнении до двух в нормированном.

Структуру пространства параметров Вышнеградского исследуем, воспользовавшись идеей обобщенного метода D-разбиения.

Подставив в уравнение (9.28) $q = -\alpha + j\omega$, где $\alpha > 0$, получим

$$(-\alpha + j\omega)^3 + A(-\alpha + j\omega)^2 + B(-\alpha + j\omega) + 1 = 0,$$

выделим действительную и мнимую части этого выражения и приравняем их порознь нулю:

$$\left.\begin{aligned}&(\alpha^2 - \omega^2)A - \alpha B - \alpha^3 + 3\alpha\omega^2 + 1 = 0;\\ &-2\alpha\omega A + \omega B - \omega(\omega^2 - 3\alpha^2) = 0.\end{aligned}\right\} \qquad (9.30)$$

При $\omega \neq 0$ (комплексные корни) из (9.30) найдем

$$\left.\begin{aligned} A &= 2\alpha + \frac{1}{\alpha^2 + \omega^2}; \\ B &= \frac{2\alpha}{\alpha^2 + \omega^2} + \alpha^2 + \omega^2. \end{aligned}\right\} \quad (9.31)$$

При $\omega = 0$ (вещественные корни) из первого уравнения (9.30) получим

$$A\alpha^2 - \alpha B + 1 - \alpha^3 = 0. \quad (9.32)$$

Уравнения (9.31) и (9.32) дают возможность построить на плоскости Вышнеградского ряд кривых, которые разбивают ее на области с тем или иным расположением корней уравнения (9.28), определяющим характер переходных процессов.

Полагая в (9.31) $\alpha = 0$, находим уравнения *границы области устойчивости* (границы D-разбиения):

$$A = \frac{1}{\omega^2}; \quad B = \omega^2 \quad (9.33)$$

или

$$AB = 1. \quad (9.34)$$

Уравнения (9.33) в параметрической форме представляют гиперболу Вышнеградского (кривая *1* на рис. 9.12). Заметим, что уравнение границы устойчивости в форме (9.34) может быть сразу получено из (9.28) по критерию Гурвица.

Приняв в (9.31) $\omega = 0$, найдем уравнения *границы апериодических переходных процессов*:

$$A = \frac{1 + 2\alpha^3}{\alpha^2}; \quad B = \frac{\alpha^3 + 2}{\alpha}. \quad (9.35)$$

По уравнениям (9.35) построены линии *2* ($\alpha < 1$) и *3* ($\alpha > 1$), выделяющие *область апериодичности II*, в которой все три корня вещественны. Вне этой области один корень является вещественным, а два других — комплексно-сопряженными.

Найдем уравнение кривой *4*, точкам которой соответствует равное удаление всех трех корней от мнимой оси.

Из (9.28) по формуле Виета имеем $q_1 q_2 q_3 = -1$ или $q_1 = -1/(q_2 q_3)$. Если вещественные части комплексных корней равны вещественному корню, то $\alpha = 1/(\alpha^2 + \omega^2)$. Подставив это соотношение в (9.31), найдем в параметрической форме уравнения *кривой равного удаления корней от мнимой оси*:

$$A = 3\alpha; \; B = 2\alpha^2 + 1/\alpha. \quad (9.36)$$

Линия *4* выделяет на диаграмме Вышнеградского *область монотонных переходных процессов* (область *I*), в которой ближе к мнимой оси лежит вещественный корень, и *область колебательных процессов* (область *III*), где ближайшими к мнимой оси являются комплексные корни.

На диаграмму Вышнеградского обычно наносят еще *линии равной степени устойчивости* η (рис. 9.13) и *равной колебательности* λ (рис. 9.14).

Первые выделим среди кривых равных вещественных частей корней, которые строим, полагая в (9.31) $\alpha = \text{const}$ и меняя ω.

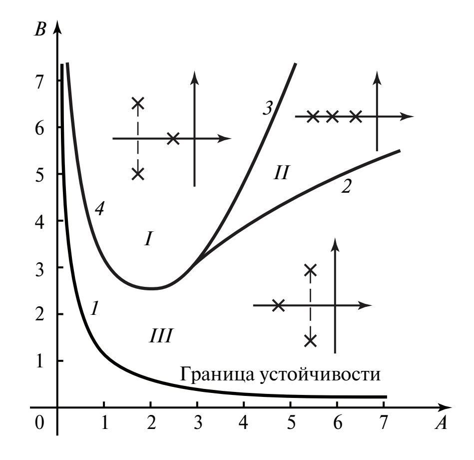


Рис. 9.12. Диаграмма Вышнеградского

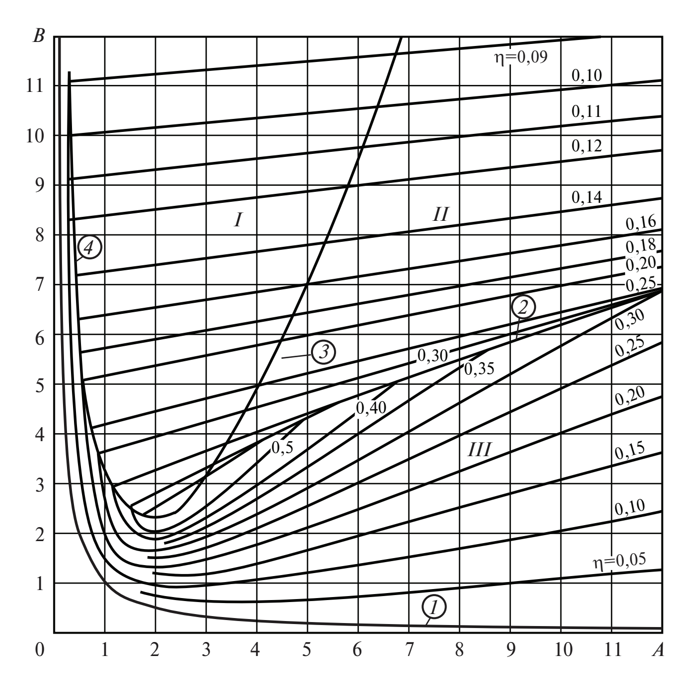


Рис. 9.13. Диаграмма Вышнеградского с линиями равной степени устойчивости η

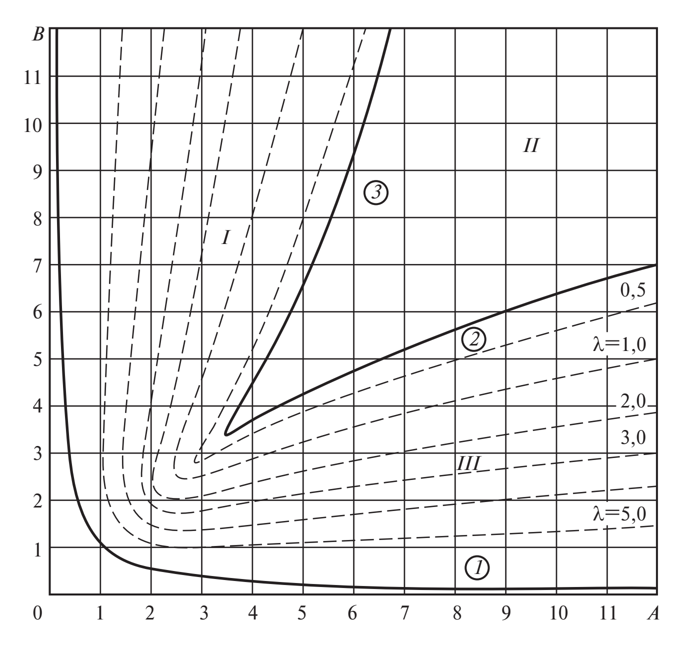


Рис. 9.14. Диаграмма Вышнеградского с линиями равной колебательности λ

Вторые найдем, подставив в (9.31) $\omega = \lambda\alpha$. Тогда получим:

$$\left.\begin{aligned} A &= 2\alpha + \frac{1}{\alpha^2(1+\lambda^2)}; \\ B &= \frac{2}{\alpha(1+\lambda^2)} + \alpha^2(1+\lambda^2). \end{aligned}\right\} \quad (9.37)$$

Задавая λ = const и меняя α, строим линии равной колебательности. В области апериодичности колебательность равна нулю.

9.5. ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА

Наиболее сжатое представление о переходном процессе будет достигнуто в том случае, если его удастся охарактеризовать одним числом, которое оценивало бы одновременно и отклонения регулируемой координаты и длительность процесса. Оценки такого типа называются *функционалами* и задаются в виде определенных интегралов.

Простейшей *интегральной оценкой качества* переходных процессов является *линейная оценка* вида

$$I_1 = \int_0^\infty x_п(t)\,dt, \qquad (9.38)$$

где $x_п(t)$ — отклонение регулируемой величины от нового установившегося значения, которое она примет после завершения переходного процесса.

Для устойчивой САР $\lim\limits_{t\to\infty} x_п(t) = 0$ и интеграл в (9.38) имеет конечное значение, численно равное площади под кривой переходного процесса (рис. 9.15).

Переходный процесс можно считать тем лучше, чем быстрее он затухает и чем меньше в нем отклонения регулируемой величины, т.е. чем меньше I_1.

Для вычисления I_1 по (9.38) нет необходимости в нахождении кривой $x(t)$, так как, используя изображение по Лапласу, можно получить

$$I_1 = \int_0^\infty x_п(t)\,dt = \lim_{p\to 0}\int_0^\infty e^{-pt}x_п(t)\,dt = \lim_{p\to 0} X_п(p) = X_п(0).$$

Существенным недостатком линейной интегральной оценки (9.38) является то, что она пригодна только для монотонных переходных процессов, когда величина $x_п(t)$ не меняет знак. В колебательных процессах (рис. 9.15, *б*) алгебраическое суммирование площадей выше и ниже оси абсцисс дает минимальное значение линейной

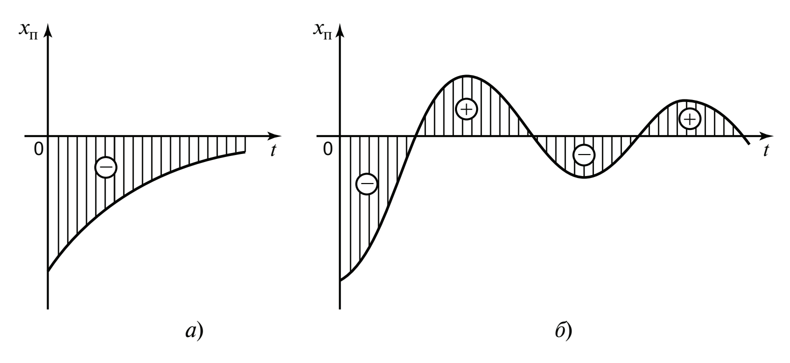


Рис. 9.15. К вычислению линейной интегральной оценки:
а — монотонный переходный процесс; *б* — колебательный переходный процесс

интегральной оценки для процесса с малым затуханием. Установить же заранее монотонность переходного процесса в исследуемой системе трудно, если вообще возможно.

Ситуацию можно изменить, если в подынтегральном выражении взять модуль отклонения:

$$I_1^* = \int_0^\infty |x_п(t)|\, dt. \qquad (9.39)$$

В этом случае будут суммироваться все площади, ограниченные кривой переходного процесса, но вычислить такую оценку по параметрам системы, не зная $x_п(t)$, невозможно.

Поэтому наиболее широкое применение получила *квадратичная интегральная оценка*

$$I_2 = \int_0^\infty x_п^2(t)\, dt, \qquad (9.40)$$

которая может быть вычислена по формуле Релея—Парсеваля

$$I_2 = \int_0^\infty x_п^2(t)\, dt = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^\infty |X_п(j\omega)|^2\, d\omega =$$

$$= \frac{1}{\pi}\int_0^\infty |X_п(j\omega)|^2\, d\omega, \qquad (9.41)$$

где $X_п(j\omega) = X_п(p)\big|_{p=j\omega}$ — изображение Фурье функции $x(t)$.

Если $X_п(p)$ является дробно-рациональной функцией вида

$$X_п(p) = \frac{b_0p^{n-1} + b_1p^{n-2} + \ldots + b_{n-1}}{a_0p^n + a_1p^{n-1} + \ldots + a_n} =$$

$$= \frac{B(p)}{A(p)}, \qquad (9.42)$$

то (9.41) принимает форму

$$I_2 = \frac{1}{\pi}\int_0^\infty \frac{B(j\omega)B(-j\omega)}{A(j\omega)A(-j\omega)}\, d\omega \qquad (9.43)$$

и оценка I_2 может быть выражена через коэффициенты (9.42).

В частности, для первых двух значений n получено:

при $n = 1$

$$I_2 = \frac{b_0}{2a_0a_1};$$

при $n = 2$

$$I_2 = \frac{b_0^2a_2 + b_1^2a_0}{2a_0a_1a_2}.$$

Минимизация I_2 приближает переходный процесс к скачку (рис. 9.16), что связано со значительным увеличением скорости изменения регулируемой величины на начальном участке процесса и большим перерегулированием.

Чтобы получить быстро затухающий, но плавный процесс, применяют *улучшенную квадратичную интегральную оценку*:

$$I_2^* = \int_0^\infty (x_п^2 + T^2\dot{x}_п^2)\, dt, \qquad (9.44)$$

где постоянную времени T выбирают в соответствии с требуемыми свойствами переходного процесса. При увеличении T перерегулирование уменьшается, но переходный процесс затягивается.

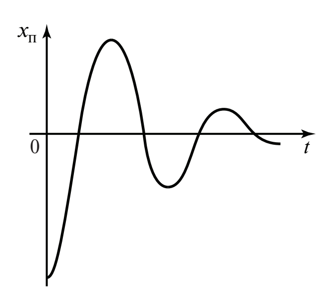


Рис. 9.16. Кривая переходного процесса при минимизации квадратичной интегральной оценки

При минимизации I_2^* процесс приближается к экспоненте с выбранной постоянной времени *T*. Чтобы показать это, вычислим

$$I_2^* = \int_0^\infty (x_п^2 + T^2 \dot{x}_п^2)\, dt =$$

$$= \int_0^\infty (x_п + T\dot{x}_п)^2\, dt - 2T\int_0^\infty x_п \dot{x}_п\, dt =$$

$$= \int_0^\infty (x_п + T\dot{x}_п)^2\, dt - Tx_п^2(t)\Big|_0^\infty =$$

$$= \int_0^\infty (x_п + T\dot{x}_п)^2\, dt + Tx_п^2(0),$$

так как $x_п(\infty) = 0$.

Минимальное значение оценки $I_{2мин}^* = Tx_п^2(0)$ будет достигнуто при равенстве нулю подынтегрального выражения, т.е. при условии $T dx_п/dt + x_п = 0$, откуда следует $x_п(t) = x_{п0} e^{-t/T}$, что и является той экспонентой, к которой приближается переходный процесс при минимизации I_2^* (рис. 9.17).

Минимизация интегральных оценок, выполняемая в общем случае вариационными методами, дает возможность осуществить синтез оптимальных систем. Интегральные оценки являются основой *аналитического конструирования регуляторов*, широко используются при создании самооптимизирующихся систем.

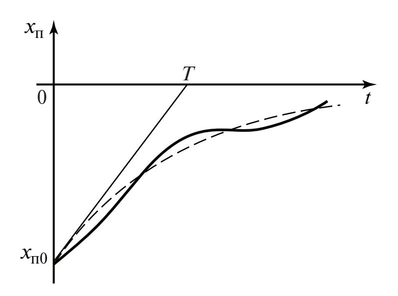


Рис. 9.17. Кривая переходного процесса при минимизации улучшенной квадратичной интегральной оценки

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как оценивается качество процесса регулирования на установившихся режимах (точность регулирования)?
2. Какие величины называются коэффициентами ошибок и как они вычисляются?
3. Как определяется порядок астатизма САР?
4. Как установившаяся ошибка в САР зависит от ее астатизма?
5. По каким функциям определяются ошибки отработки задающего и возмущающего воздействий?
6. Как получают прямые оценки качества переходного процесса в устойчивой САР при ступенчатом воздействии?
7. Какие из показателей качества: статическая точность, время регулирования и перерегулирование — являются важнейшими для САР турбин?
8. Чем отличаются косвенные оценки качества переходного процесса от прямых?
9. Какие основные показатели качества определяются по амплитудно-частотной характеристике замкнутой САР?
10. Почему запасы устойчивости САР по модулю и по фазе можно отнести к частотным оценкам качества?
11. На каком основании по виду вещественной частотной характеристики САР можно судить об основных показателях качества ее переходной характеристики?
12. Почему нежелательны высокие пики на вещественной характеристике замкнутой САР? О чем они свидетельствуют?
13. На чем основываются корневые оценки качества САР?
14. Какими параметрами определяется область расположения корней характеристического уравнения САР?
15. Почему при анализе показателей качества САР третьего порядка переходят к параметрам Вышнеградского?
16. Какие основные области выделяют на диаграмме Вышнеградского и как в них распо-

лагаются корни характеристического уравнения САР?

17. Как располагаются корни характеристического уравнения САР на границах областей диаграммы Вышнеградского?
18. В чем заключается основной недостаток линейной интегральной оценки качества переходного процесса?
19. Какую форму приобретает кривая переходного процесса в САР при выборе ее параметров из условия минимума квадратичной интегральной оценки?
20. В каких целях применяется улучшенная квадратичная интегральная оценка? Как в ней выбирается значение постоянной времени T?

Глава десятая

КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

10.1. НАЗНАЧЕНИЕ КОРРЕКЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ САР

После решения важнейшей задачи обеспечения устойчивости САР на первый план выдвигается задача достижения необходимого качества регулирования, т.е. выполнение требований по точности в установившихся режимах и по характеристикам переходных процессов, что во многих случаях может быть обеспечено изменением параметров звеньев системы (коэффициентов передачи и постоянных времени) при сохранении ее структуры. Если это не удается, то приходится менять структуру системы введением в нее дополнительных устройств (звеньев), называемых *корректирующими* и имеющих специально подобранные передаточные функции.

Корректирующие звенья могут включаться в САР по-разному: либо последовательно с основными звеньями системы (рис. 10.1, *а*), либо параллельно им (рис. 10.1, *б* и *в*).

С помощью *последовательных корректирующих устройств* в контур САР вводятся воздействия по производным и интегралам от регулируемых величин или в функции от внешних воздействий и их производных.

Параллельные корректирующие устройства чаще всего используются в виде местных обратных связей (рис. 10.1, *в*).

Иногда в системе одновременно используются оба корректирующих устройства — последовательное и параллельное. Распределение функций между ними дает возможность выполнить их на базе более простых элементов.

Особенно широко корректирующие устройства используются в электрических системах регулирования, где они чаще всего применяются в виде пассивных и активных четырехполюсников.

10.2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫЕ КОРРЕКТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Наибольшее распространение в системах регулирования получили пропорционально-дифференцирующие (форсирующие) и пропорционально-интегрирующие (изодромные) звенья.

Идеальное *пропорционально-дифференцирующее звено* (ПД-звено) имеет передаточную функцию

$$W_{\text{пд}}(p) = k_{\text{п}}(1 + T_{\text{д}}\,p), \qquad (10.1)$$

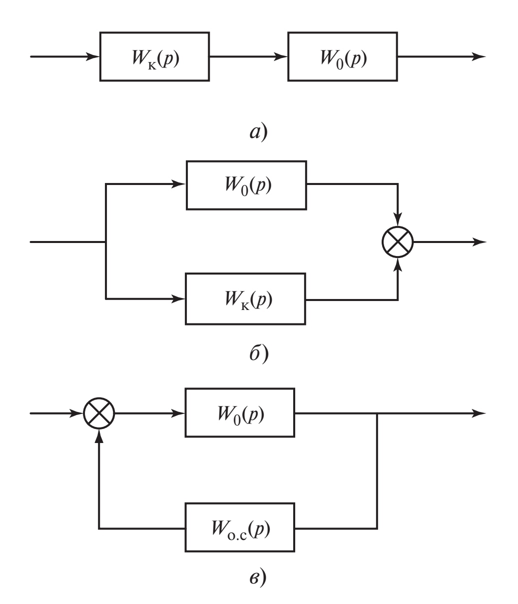


Рис. 10.1. Способы включения корректирующих звеньев в САР:

а — последовательные корректирующие звенья; *б* — параллельные корректирующие звенья; *в* — местные обратные связи

т.е. его выходная величина содержит две составляющие, пропорциональные входной величине и ее первой производной.

Составляющую, пропорциональную второй производной от входной величины, можно получить последовательным соединением двух ПД-звеньев с передаточными функциями (10.1). Передаточная функция такого соединения

$$W(p) = k_{1п}k_{2п}(1 + T_{1д}p)(1 + T_{2д}p) =$$
$$= k_п(1 + T_{д1}p + T_{д2}^2 p), \qquad (10.2)$$

где

$$k_п = k_{1п}k_{2п}; \quad T_{д1} = T_{1д} + T_{2д};$$
$$T_{д2}^2 = T_{1д}T_{2д}. \qquad (10.3)$$

При включении в САР последовательного ПД-звена изменяются некоторые коэффициенты ее характеристического уравнения, что оказывает влияние на устойчивость системы и переходные процессы в ней.

В частности, ПД-звено может быть использовано для *стабилизации*, т.е. обеспечения устойчивости, САР с астатизмом выше первого порядка, когда

$$W_0(p) = \frac{K(p)}{p^{\nu}D_1(p)},$$

где $D_1(0) \neq 0$.

Пусть для определенности $K(p) = k$, а $\nu = 2$. Тогда в характеристическом уравнении САР

$$A(p) = p^2D_1(p) + k = 0$$

отсутствует член с p в первой степени, что означает *структурную неустойчивость* системы, т.е. неустойчивость во всем пространстве ее параметров. Введение воздействия по производной с помощью последовательного ПД-звена приводит к соответствующему изменению характеристического уравнения САР:

$$A(p) = kk_п(1 + T_п p) + p^2D_1(p) = 0,$$

и она становится структурно-устойчивой.

Влияние дополнительного воздействия по производной на быстродействие САР очевидно из физических соображений. Положительное воздействие по производной, т.е. по скорости изменения, входного сигнала увеличивает этот сигнал, когда он растет, и уменьшает, вычитаясь из него, когда он убывает. Таким образом, это воздействие форсирует течение переходного процесса.

Положительное влияние ПД-звена на устойчивость и быстродействие САР можно пояснить с помощью его частотных характеристик, рассмотренных в § 5.2 (см. рис. 5.14). Логарифмические характеристики ПД-звена показаны на рис. 10.2.

Так как ЛАЧХ ПД-звена растет с увеличением частоты ω, то оно является *фильтром высоких частот*. Введение этого звена в САР расширяет ее полосу пропускания, т.е. повышает быстродействие.

Поскольку фазовая характеристика звена положительна, то оно уменьшает суммарное запаздывание по фазе в системе, что увеличивает ее запас устойчивости.

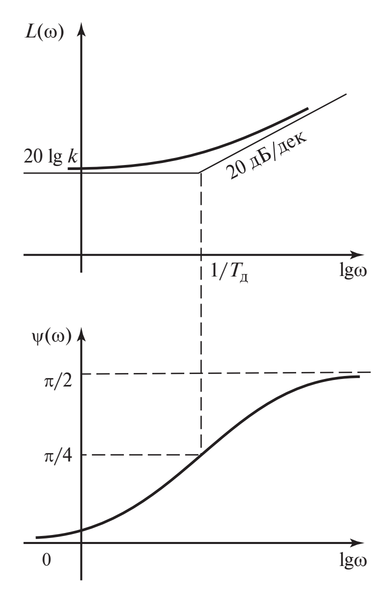


Рис. 10.2. Логарифмические частотные характеристики ПД-звена

При практической реализации ПД-звена оно неизбежно имеет собственную инерционность, что отражается на его передаточной функции, которая принимает вид

$$W_{пд}(p) = \frac{k_п(1 + T_д p)}{T_{пд} p + 1}, \qquad (10.4)$$

где должно быть $T_{пд} << T_д$. С ростом $T_{пд}$ влияние ПД-звена на устойчивость и качество переходного процесса ослабевает, уменьшаясь до нуля при $T_{пд} = T_д$.

Логарифмические частотные характеристики инерционного ПД-звена могут быть получены суммированием характеристик идеального ПД-звена и апериодического звена первого порядка (рис. 10.3).

Корректирующие ПД-звенья нашли широкое применение в системах регулирования турбин.

Как уже отмечалось в § 6.1, с увеличением единичных мощностей и повышением начальных параметров пара постоянная времени ротора турбины $T_φ$ неуклонно снижается. Уменьшение постоянной времени объекта регулирования требует увеличения быстродействия САР для того, чтобы динамическое повышение частоты вращения после сброса нагрузки с отключением генератора от сети находилось в допустимых пределах.

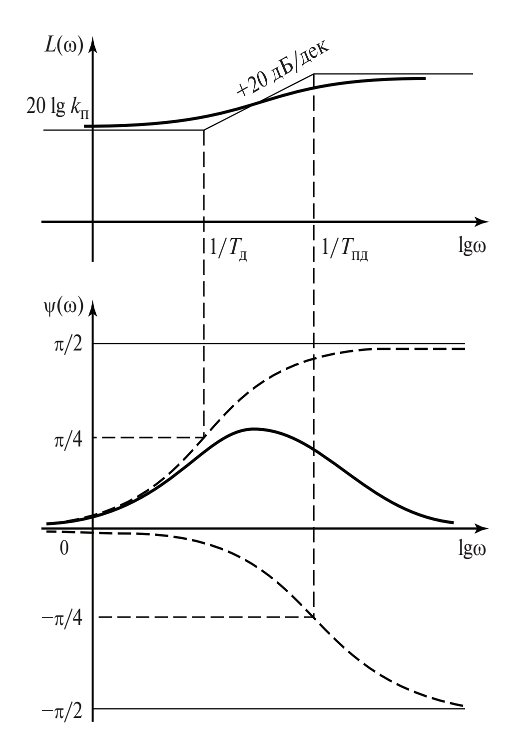


Рис. 10.3. Логарифмические частотные характеристики ПД-звена с собственной инерционностью

Требования к быстродействию системы регулирования еще более ужесточаются при наличии значительных паровых объемов в проточной части турбины, в особенности при использовании промежуточного перегрева пара.

Быстродействие можно увеличить, уменьшая постоянные времени главного и промежуточных сервомоторов. При двусторонних сервомоторах это требует увеличения производительности системы подачи рабочей жидкости, расхода энергии на нее, количества рабочей жидкости, циркулирующей в системе, и др.

Следует отметить, что в системах регулирования по отклонению регулируемого параметра на начальном участке переходного процесса после сброса нагрузки возможности системы по быстродействию используются недостаточно. В самом деле, отсечной золотник главного сервомотора лишь постепенно по мере роста частоты вращения ротора турбины открывает окна в буксе, и вследствие этого движение поршня сервомотора на закрытие регулирующих клапанов на начальном участке переходного процесса замедлено. Ресурсы маслоснабжения системы регулирования используются не полностью.

Быстродействие системы регулирования турбины может быть увеличено, если сформировать и ввести в систему импульс по угловому ускорению ротора, т.е. по производной частоты вращения. Этот импульс возникает сразу после нарушения равновесного режима, пропорционален возмущению и максимален как раз в начальной фазе переходного процесса, когда отклонения

частоты вращения от ее старого равновесного значения еще невелики.

Ведущими турбостроительными заводами и исследовательскими организациями в России и за рубежом были разработаны инерционные регуляторы по ускорению, которые, однако, не нашли широкого распространения. Значительно чаще используются *дифференциаторы* — гидромеханические или электрические устройства, с большей или меньшей точностью воспроизводящие импульс по ускорению. В России гидромеханические дифференциаторы впервые были предложены М.З. Хейфецом и широко применялись уже в системах регулирования турбин высокого давления ЛМЗ. Оригинальная конструкция дифференциатора была разработана в МЭИ [53].

Рассмотрим влияние идеального (безынерционного) дифференциатора, представляющего собой последовательное корректирующее ПД-звено, на устойчивость и переходные процессы регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины. Ограничимся САР третьего порядка, описываемой уравнениями (в безразмерном времени):

ротора турбины

$$p\varphi = \mu_2;$$

идеального дифференциатора

$$\eta = (\tau_д p + 1)\varphi;$$

промежуточного сервомотора

$$(\tau_1 p + 1)\mu_1 = -\eta;$$

главного сервомотора

$$(\tau_2 p + 1)\mu_2 = \mu_1.$$

По характеристическому уравнению САР

$$\tau_1\tau_2 p^3 + (\tau_1 + \tau_2)p^2 + (1 + \tau_д)p + 1 = 0$$

находим условие устойчивости по Гурвицу

$$(\tau_1 + \tau_2)(1 + \tau_д) > \tau_1\tau_2.$$

Введение импульса по производной усиливает это неравенство, что, однако, не означает увеличения запаса устойчивости САР с ростом постоянной времени $\tau_д$, как иногда утверждается. Покажем это с помощью диаграммы Вышнеградского.

Параметры Вышнеградского для рассматриваемой системы имеют вид:

$$A = \frac{\tau_1 + \tau_2}{\sqrt[3]{(\tau_1\tau_2)^2}}; \quad B = \frac{1 + \tau_д}{\sqrt[3]{\tau_1\tau_2}}.$$

Примем для определенности $\tau_1 = 0{,}1$, $\tau_2 = 0{,}5$. Тогда при $\tau_д = \text{var}$ имеем $A = 4{,}42$, $B = 2{,}715 + \tau_д / 0{,}368$.

Из диаграммы Вышнеградского (рис. 10.4, *а*) следует, что при изменении $\tau_д$ от 0 до 2,0 характер переходного процесса меняется от колебательного (при $\tau_д = 0$) к апериодическому (при $\tau_д = 0{,}5$) с наилучшими показателями качества и затем к монотонному (при $\tau_д = 1\ldots2$). На рис. 10.4, *б* приведены зависимости степени устойчивости η и колебательности λ (на плоскости p) от постоянной времени $\tau_д$, откуда видно, что существует оптимальное значение $\tau_д$, при котором система при нулевой колебательности (апериодический переходный процесс) имеет максимальную степень устойчивости.

Еще более наглядно зависимость степени устойчивости от величины $\tau_д$ можно показать, построив корневой годограф системы при изменении $\tau_д$.

Приведем характеристическое уравнение системы к виду (7.43)

$$A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0,$$

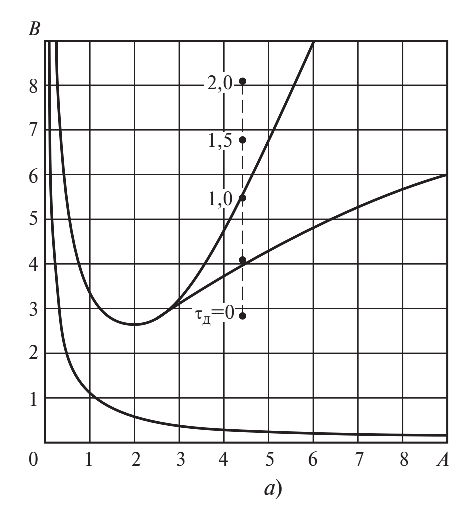
где $\nu = \tau_д / (\tau_1\tau_2)$; $P(p) = p^3 + \dfrac{\tau_1 + \tau_2}{\tau_1\tau_2} p^2 +$

$$+ \frac{1}{\tau_1\tau_2} p + \frac{1}{\tau_1\tau_2} = p^3 + 12p^2 + 20p + 20;$$

$Q(p) = p$.

Найдем корни уравнения $P(p) = 0$: $z_{1,2} = -0{,}88 \pm j1{,}085$; $z_3 = -10{,}24$ и корень уравнения $Q(p) = 0$: $q_1 = 0$.

Из трех ветвей корневого годографа (рис. 10.5), начинающихся при $\nu = 0$ в точ-



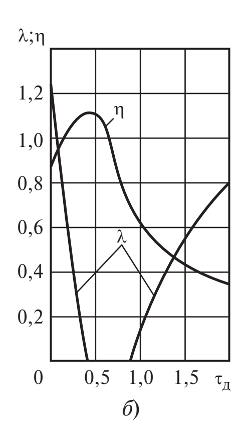


Рис. 10.4. Влияние ПД-звена на устойчивость и характер переходного процесса:
а — диаграмма Вышнеградского; *б* — зависимость степени устойчивости η и колебательности λ от постоянной времени дифференциатора $\tau_д$

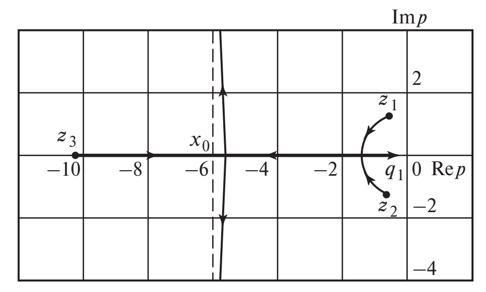


Рис. 10.5. Исследование зависимости степени устойчивости η от постоянной времени дифференциатора $\tau_д$ с помощью корневого годографа

ках z_1, z_2, z_3, одна при $\nu \to \infty$ заканчивается в начале координат ($q_1 = 0$), а две другие уходят в бесконечность, приближаясь к лучам асимптотического корневого годографа с центром в точке

$$x_0 = \frac{\sum_i z_i - \sum_i q_i}{n - m} = \frac{-12}{2} = -6 .$$

Пара комплексно-сопряженных корней, определяющая степень устойчивости, сначала удаляется от мнимой оси, что приводит к росту величины η. Когда комплексные корни сливаются на действительной оси, образуя кратный вещественный корень (на диаграмме Вышнеградского этому соответствует пересечение нижней границы области апериодичности), степень устойчивости η достигает максимума. Затем кратный корень расщепляется на два, один из которых с ростом $\tau_д$ начинает приближаться к началу координат, что и свидетельствует об уменьшении степени устойчивости.

Косвенные оценки качества переходных процессов, сделанные по диаграмме Вышнеградского и по корневому годографу, подтверждаются построением кривых переходных процессов (рис. 10.6). Следует обратить внимание на подавление перерегулирования введением дополнительного импульса по производной.

Для повышения точности САР в установившихся режимах широко применяется *пропорционально-интегрирующее* или *изодромное звено* с передаточной функцией

$$W_{пи}(p) = k_п\left(1 + \frac{1}{T_и p}\right) . \qquad (10.5)$$

Известно, что введение в систему регулирования с помощью интегрирующего

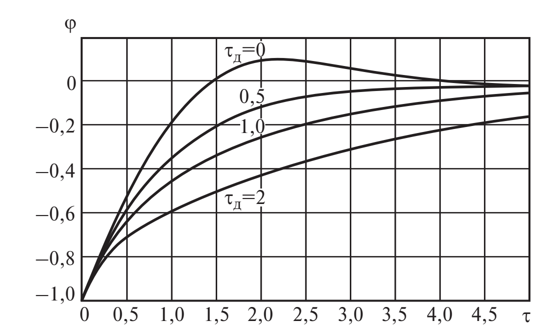


Рис. 10.6. Кривые переходных процессов регулирования частоты вращения после сброса нагрузки при разных значениях $\tau_д$

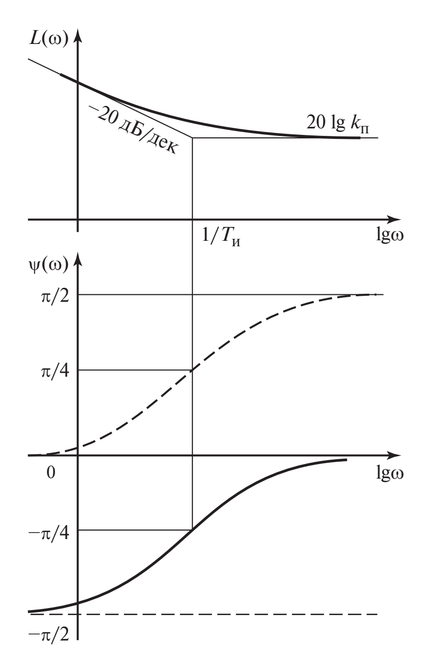


Рис. 10.7. Логарифмические частотные характеристики ПИ-звена

звена интеграла от ошибки делает ее астатической и повышает точность, но ценой снижения запаса устойчивости из-за вносимого звеном сдвига фазы на $-\pi/2$.

В пропорционально-интегрирующем звене (ПИ-звене), которое можно представить в виде последовательного соединения интегрирующего и форсирующего звеньев

$$W_{пи}(p) = \frac{k_п}{T_и p}(T_и p + 1),$$

отрицательный сдвиг фазы первым из них компенсируется положительным сдвигом фазы вторым, что хорошо видно на логарифмических частотных характеристиках звена (рис. 10.7), где штриховыми линиями показаны также фазовые характеристики интегрирующего и форсирующего звеньев.

Амплитудная характеристика ПИ-звена растет с уменьшением частоты, т.е. оно является *фильтром низких частот.*

Техническая реализация ПИ-звена может быть самой разной. В системах регулирования паровых турбин ПИ-звено чаще всего применяется в виде изодромного регулятора с передаточной функцией

$$W_{из}(p) = 1 + \frac{1}{T_и p} = \frac{T_и p + 1}{T_и p}. \quad (10.6)$$

Одна из возможных конструкций изодромного регулятора приведена в § 2.5 (см. рис. 2.18), где была рассмотрена статика изодромного регулирования. Еще более простая принципиальная схема изодромного регулятора показана на рис. 10.8 [53].

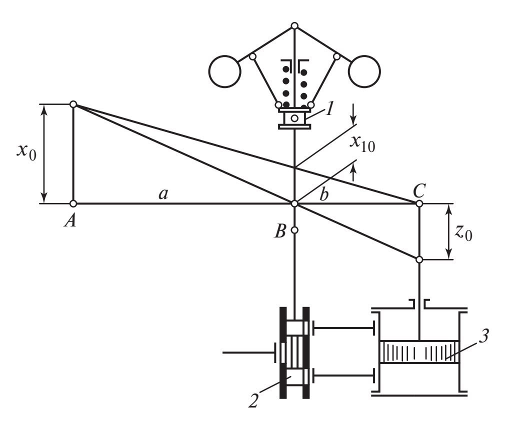


Рис. 10.8. Принципиальная схема изодромного регулятора:

1 — центробежный регулятор частоты вращения; *2* — золотник изодромного устройства; *3* — сервомотор изодрома

Отсечной золотник вспомогательного сервомотора и центробежный регулятор частоты вращения подсоединены к одной точке B рычага AC, левый конец которого связан с последующими звеньями системы регулирования.

Новый установившийся режим работы после возмущения может наступить только тогда, когда отсечной золотник вернется в среднее положение, которому соответствует строго неизменное значение частоты вращения. Таким образом, этот регулятор осуществляет регулирование с нулевой остаточной неравномерностью. Выведем уравнение регулятора.

При произвольных отклонениях Δx, Δx_1, Δz точек A, B и C рычага AC от своих равновесных положений можно записать

$$\Delta x = \frac{a+b}{b}\Delta x_1 - \frac{a}{b}\Delta z. \qquad (10.7)$$

Обозначив ход на неравномерность точки A через x_0, найдем

$$x_0 = \frac{a+b}{b}x_{10} = \frac{a}{b}z_0. \qquad (10.8)$$

Перейдя в (10.7) к относительным координатам почленным делением на (10.8), получим

$$\frac{\Delta x}{x_0} = \frac{\Delta x_1}{x_{10}} - \frac{\Delta z}{z_0}$$

или

$$\eta = \eta_1 - \mu. \qquad (10.9)$$

Приняв регулятор частоты вращения идеальным, т.е. $\eta_1 = \varphi$, запишем уравнение движения вспомогательного сервомотора:

$$T_и p\mu = \sigma = -\varphi. \qquad (10.10)$$

Исключив координату μ из уравнений (10.9) и (10.10), найдем уравнение изодромного регулятора в виде

$$T_и p\eta = (T_и p + 1)\varphi. \qquad (10.11)$$

Необходимо отметить, что так как *остаточная* или *статическая степень неравномерности* $\delta_с$ САР с рассматриваемым регулятором равна нулю, то относительная частота вращения $\varphi = \Delta n/(\delta n_0)$ должна определяться по *временной* или *динамической степени неравномерности* регулирования $\delta_д$, которую можно найти по смещению муфты регулятора на величину x_{10}, соответствующую перемещению точки A рычага AC на величину x_0 при заторможенном поршне вспомогательного сервомотора.

В тех случаях, когда желательно уменьшить статическую ошибку регулирования хотя и не до нуля, но без ухудшения устойчивости системы, изодромный регулятор можно выполнить с остаточной степенью неравномерности $\delta_с$, лежащей в пределах $0 < \delta_с < \delta_д$. Для этого в рассмотренной схеме изодромного регулятора достаточно сместить точку B присоединения к рычагу AC муфты регулятора влево от точки D, в которой к нему подвешен отсечной золотник (рис. 10.9).

Нетрудно показать, что в этом случае $T_и p\mu = -\eta_1 - \lambda\mu$, где $\lambda = BB'/BB''$ — соотношение ходов регулятора, вызывающих смещение точки A на величину x_0 при нормальной работе вспомогательного сервомотора и при заторможенном его поршне.

Интересно отметить, что если муфту регулятора подсоединить к какой-нибудь

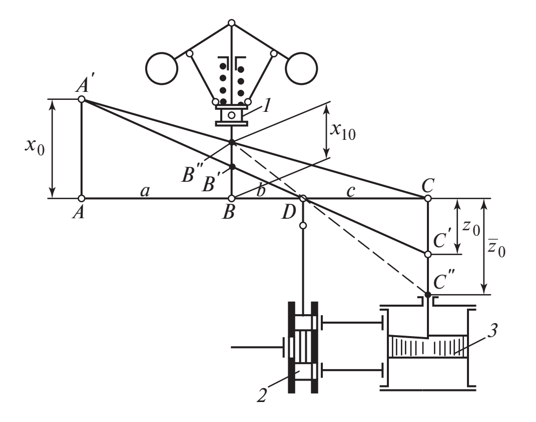


Рис. 10.9. Принципиальная схема изодромного регулятора с остаточной неравномерностью: обозначения те же, что и на рис. 10.8

точке рычага AC между точками D и C, то можно получить отрицательную остаточную степень неравномерности $\delta_с$.

Уравнение изодромного регулятора с остаточной степенью неравномерности, отличной от нуля, может быть получено в виде

$$(T_и p + \lambda)\eta = (T_и p + 1)\varphi. \qquad (10.12)$$

В § 2.6 отмечалось, что изодромное регулирование частоты вращения с нулевой статической степенью неравномерности может быть применено только при изолированной работе турбины, так как оно исключает параллельную работу турбогенератора с другими агрегатами. В то же время изодромное регулирование получило широкое распространение в системах регулирования теплофикационных турбин для регулирования давления в отборах.

Рассмотрим влияние изодромного регулятора на устойчивость и качество переходных процессов САР третьего порядка, описываемой уравнениями:

ротора

$$p\varphi = \mu;$$

изодромного регулятора

$$\tau_и p\eta = (\tau_и p + 1)\varphi;$$

главного сервомотора

$$(\tau_с p + 1)\mu = -\eta,$$

где $\tau_и = T_и / T_\varphi$ и $\tau_с = T_с / T_\varphi$ — относительные постоянные времени вспомогательного сервомотора изодрома и главного сервомотора.

По характеристическому уравнению САР

$$A(p) = \tau_и \tau_с p^3 + \tau_и p^2 + \tau_и p + 1 = 0$$

найдем условие устойчивости по Гурвицу $\tau_и > \tau_с$, откуда следует, что для обеспечения устойчивости изодромного регулирования постоянную времени вспомогательного сервомотора изодрома необходимо выбирать большей, чем у главного сервомотора. Для достижения достаточного запаса устойчивости превышение $\tau_и$ над $\tau_с$ должно быть значительным, по крайней мере в несколько раз.

Исследование влияния постоянной времени $\tau_и$ на степень устойчивости и колебательность системы удобно, как и ранее, выполнить с помощью диаграммы Вышнеградского (рис. 10.10). Параметры Вышнеградского равны соответственно

$$A = \frac{\tau_и}{\sqrt[3]{(\tau_и \tau_с)^2}}; \quad B = \frac{\tau_и}{\sqrt[3]{\tau_и \tau_с}}.$$

Результаты расчета для $\tau_с = 0{,}5$ показаны на рис. 10.11. При $\tau_и = \tau_с = 0{,}5$ сис-

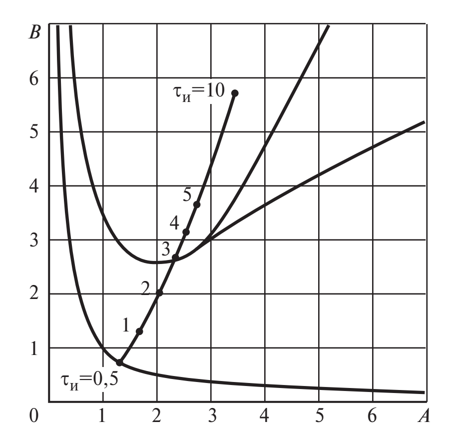


Рис. 10.10. Диаграмма Вышнеградского САР с изодромным регулятором

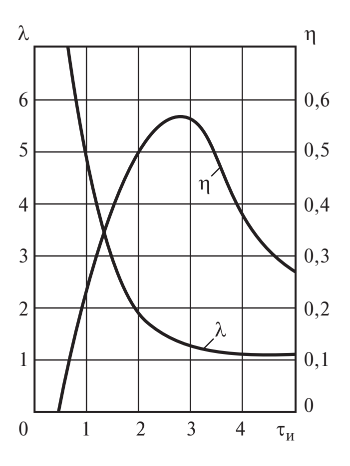


Рис. 10.11. Зависимости степени устойчивости η и колебательности λ САР от постоянной времени изодрома $\tau_и$

тема находится на границе устойчивости ($\eta = 0$, $\lambda = \infty$). Далее с ростом $\tau_и$ колебательность уменьшается, стабилизируясь на уровне $\lambda = 1$. Степень устойчивости сначала возрастает, а затем снижается. Максимальное ее значение достигается при параметрах Вышнеградского, соответствующих точке пересечения линии равного удаления корней от мнимой оси.

Для подтверждения этого неочевидного результата построим корневой годограф системы.

Представим характеристическое уравнение в виде (7.43):

$$A(p) = P(p) + \nu Q(p) = 0,$$

где $\nu = 1/(\tau_и \tau_с)$; $P(p) = p^3 + p^2/\tau_с + p/\tau_с = p^3 + 2p^2 + p$; $Q(p) = 1$.

Найдем корни уравнения $P(p) = 0$: $z_1 = 0$; $z_{1,2} = -1 \pm j$. Так как уравнение $Q(p) = 0$ корней не имеет, то асимптотический корневой годограф представляет собой симметричную трехлучевую звезду с центром в точке

$$x_0 = \frac{\sum_i z_i}{n} = -\frac{2}{3}.$$

Корневой годограф показан на рис. 10.12. При больших значениях $\tau_и$ степень устойчивости определяет вещественный корень, а при малых $\tau_и$ — пара комплексно-сопряженных корней. Так как с ростом параметра ν (с уменьшением $\tau_и$) вещественный корень удаляется от мнимой оси, а комплексные корни к ней приближаются, ясно, что максимальная степень устойчивости достигается при значении $\tau_и$, соответствующем равному удалению всех трех корней от мнимой оси, т.е. точке на линии *4* диаграммы Вышнеградского (см. рис. 9.12).

При $\nu_к = 4$ ($\tau_и = 0{,}5$) ветви корневого годографа пересекают мнимую ось, что

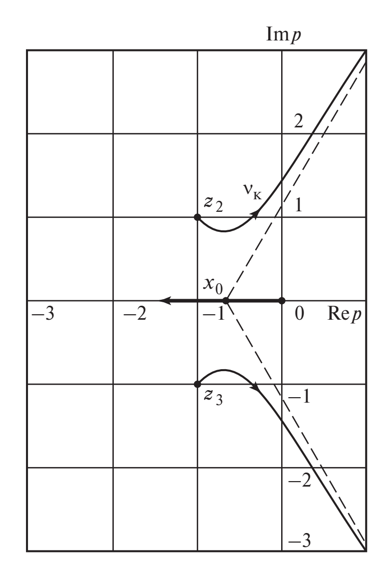


Рис. 10.12. Исследование зависимости степени устойчивости η САР от постоянной времени изодрома $\tau_и$ с помощью корневого годографа

свидетельствует о нахождении системы на границе колебательной устойчивости.

Косвенная оценка зависимости колебательности λ от величины $\tau_и$ может быть сделана по вещественной частотной характеристике замкнутой системы

$$P(\omega) = \mathrm{Re}\Phi_f(\omega) = $$

$$= \mathrm{Re}\left[\frac{\tau_и \tau_с p^2 + \tau_и p}{\tau_и \tau_с p^3 + \tau_и p^2 + \tau_и p + 1}\right]_{p=j\omega}.$$

Характер кривых $P(\omega)$, построеных на рис. 10.13 для трех значений $\tau_и$ при $\tau_с = 0{,}5$, свидетельствует о нулевой статической степени неравномерности, так как $P(0) = 0$. По мере уменьшения $\tau_и$ амплитуда пика на характеристике возрастает, что свидетельствует о приближении системы к границе колебательной устойчивости.

Прямые оценки качества могут быть получены непосредственно по кривым переходных процессов, построенным на рис. 10.14.

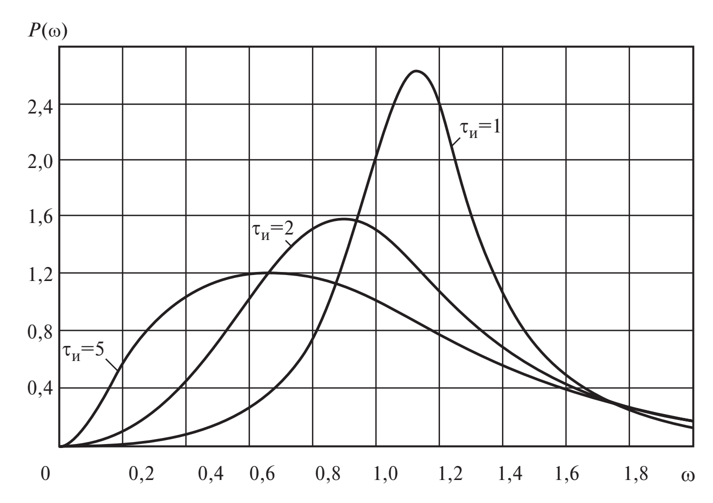


Рис. 10.13. Вещественные частотные характеристики системы изодромного регулирования

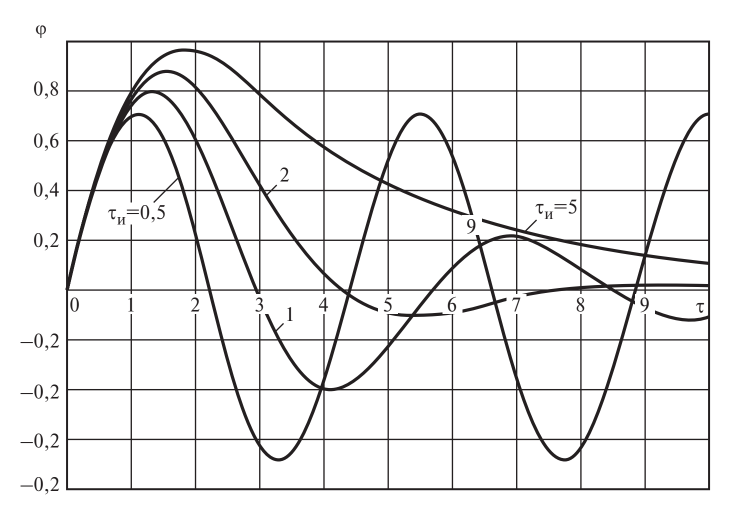


Рис. 10.14. Кривые переходных процессов регулирования частоты вращения после сброса нагрузки при разных значениях $\tau_и$

10.3. ПАРАЛЛЕЛЬНЫЕ КОРРЕКТИРУЮЩИЕ ЗВЕНЬЯ

Параллельные корректирующие звенья часто выполняются в виде *местных обратных связей*, охватывающих одно или несколько звеньев прямой цепи. Они подразделяются на жесткие обратные связи, осуществляемые статическим звеном, когда $W_{о.с}(0) \neq 0$, и гибкие обратные связи, осуществляемые дифференцирующим звеном, у которого $W_{о.с}(0) = 0$.

Жесткая обратная связь действует как в переходном, так и в установившемся режиме. Она реализуется, как правило, безынерционным звеном с передаточной функцией $W_{о.с} = k_{о.с}$ или апериодическим звеном первого порядка (инерционным звеном) $W_{о.с}(p) = k_{о.с} / (T_{о.с}\,p + 1)$.

Гибкая обратная связь действует только в динамике и реализуется дифференцирующим звеном $W_{о.с}(p) = k_{о.с}p$ или инерционно-дифференцирующим звеном $W_{о.с}(p) = = k_{о.с}p / (T_{о.с}p + 1)$.

В некоторых случаях корректирующая обратная связь имеет и более сложную передаточную функцию.

Корректирующее действие обратной связи основано на том, что при охвате звена с передаточной функцией $W_0(p)$ обратной связью $W_{о.с}(p)$ эквивалентная передаточная функция этого участка цепи становится равной

$$W_э(p) = \frac{W_0(p)}{1 + W_0(p)W_{о.с}(p)}, \qquad (10.13)$$

что равносильно изменению параметров звена (постоянной времени, коэффициентов передачи и демпфирования) или даже его структуры. Рассмотрим несколько характерных случаев.

При охвате апериодического звена первого порядка $W_0(p) = \dfrac{k_0}{T_0p + 1}$ жесткой обратной связью $W_{о.с}(p) = k_{о.с}$ получим

$$W_э(p) = \frac{k_0/(T_0p + 1)}{\dfrac{k_0k_{о.с}}{T_0p + 1} + 1} = \frac{k_0}{T_0p + 1 + k_0k_{о.с}} = \frac{k_э}{T_эp + 1},$$

где $k_э = k_0 / (1 + k_0k_{о.с})$; $T_э = T_0/(1 + k_0k_{о.с})$.

Следовательно, обратная связь, не меняя структуру звена, уменьшает его инерционность, чем оказывает стабилизирующее воздействие на систему. Уменьшение коэффициента передачи компенсируется в других звеньях.

При охвате интегрирующего звена жесткой обратной связью, т.е. при $W_0(p) = = 1/(T_0p)$ и $W_{о.с}(p) = k_{о.с}$, имеем

$$W_э(p) = \frac{1/(T_0p)}{1 + \dfrac{k_{о.с}}{T_0p}} = \frac{1}{T_0p + k_{о.с}} = \frac{k_э}{T_эp + 1},$$

где $k_э = 1/k_{о.с}$; $T_э = T_0/k_{о.с}$.

Здесь обратная связь изменила структуру звена, превратив интегрирующее звено в апериодическое. Этот первостепенной важности результат широко используется в системах автоматического регулирования для обеспечения их устойчивости.

Если безынерционное звено охватывается инерционной обратной связью, т.е. $W_0(p) = k_0$ и $W_{о.с}(p) = k_{о.с}/(T_{о.с}p + 1)$, то

$$W_э(p) = \frac{k_0}{1 + \dfrac{k_0k_{о.с}}{T_{о.с}p + 1}} = \frac{k_0(T_{о.с}p + 1)}{T_{о.с}p + 1 + k_0k_{о.с}} = \frac{k_э(T_{о.с}p + 1)}{T_эp + 1},$$

где $k_э = k_0/(1 + k_0k_{о.с})$; $T_э = T_{о.с}/(1 + k_0k_{о.с})$.

В этом случае жесткая инерционная обратная связь создает эффект форсирующего воздействия по производной, что равносильно применению ПД-звена.

Аналогично можно показать, что гибкая обратная связь с передаточной функцией $W_{о.с}(p) = k_{о.с}p$ не меняет структуру охватываемых ею апериодического и интегрирующего звеньев, но увеличивает их инерционность.

При охвате колебательного звена жесткой обратной связью все его параметры (постоянная времени, коэффициенты передачи и демпфирования) уменьшаются. Напротив, гибкая обратная связь увеличивает коэффициент демпфирования, и при связи с большим коэффициентом передачи оно может стать апериодическим звеном второго порядка.

Особенно широкое распространение в системах автоматического регулирования получила гибкая инерционная обратная связь с передаточной функцией $W_{\text{о.с}}(p) = k_{\text{о.с}}p/(T_{\text{о.с}}p + 1)$ вокруг интегрирующего звена $W_0(p) = 1/(T_0 p)$. В этом случае

$$W_{\text{э}}(p) = \frac{1/(T_0 p)}{1 + \dfrac{k_{\text{о.с}}p}{T_0 p(T_{\text{о.с}}p + 1)}} = \frac{k_{\text{и}}(T_{\text{о.с}}p + 1)}{p(T_1 p + 1)},$$

где $k_{\text{и}} = 1/(T_0 + k_{\text{о.с}})$; $T_1 = T_0 T_{\text{о.с}}/(T_0 + k_{\text{о.с}})$.

При сохранении интегрирующих свойств звена добавился эффект введения производной, т.е. звено стало изодромным. Его инерционность, характеризуемая постоянной времени T_1, может быть сделана достаточно малой выбором большого значения T_0. В этом случае $k_{\text{и}} \approx 1/k_{\text{о.с}}$.

Приведенные примеры показывают лишь малую часть возможностей, которые предоставляет корректирующая обратная связь для изменения динамических свойств звеньев в нужном направлении.

В заключение следует отметить, что в линейных системах оба способа коррекции — последовательная и параллельная — равноценны в том смысле, что последовательное корректирующее звено можно заменить эквивалентной обратной связью и наоборот.

В самом деле, приравняв результирующие передаточные функции обоих типов коррекции

$$W_0(p)W_{\text{к}}(p) = \frac{W_0(p)}{1 + W_0(p)W_{\text{о.с}}(p)},$$

получим формулы перехода от одного из них к другому:

$$W_{\text{к}}(p) = \frac{1}{1 + W_0(p)W_{\text{о.с}}(p)}; \quad (10.14)$$

$$W_{\text{о.с}}(p) = \frac{1 - W_{\text{к}}(p)}{W_0(p)W_{\text{к}}(p)}. \quad (10.15)$$

10.4. КОМПЕНСАЦИЯ ВНЕШНЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Как уже отмечалось в § 1.2, замкнутые системы регулирования могут иметь *дополнительный канал компенсации возмущения*. В этом случае они называются *системами комбинированного регулирования* — по отклонению регулируемой величины и по внешнему воздействию, которое может быть не только возмущающим, но и задающим.

Рассмотрим систему автоматического регулирования (рис. 10.15), в которой надо уменьшить влияние сильного возмущения. Введем корректирующее устройство (рис. 10.16), на вход которого подадим это возмущение.

Найдем передаточную функцию замкнутой системы для регулируемой величины по возмущающему воздействию:

$$\Phi_f(p) = \frac{X(p)}{F(p)} = \frac{W_2(p)[1 - W_1(p)W_{\text{к}}(p)]}{1 + W_1(p)W_2(p)}. \quad (10.16)$$

Если выбрать

$$1 - W_1(p)W_{\text{к}}(p) = 0, \quad (10.17)$$

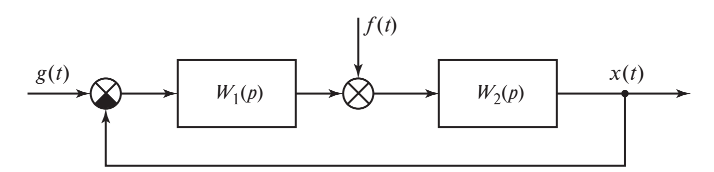


Рис. 10.15. Система автоматического регулирования по отклонению регулируемой величины

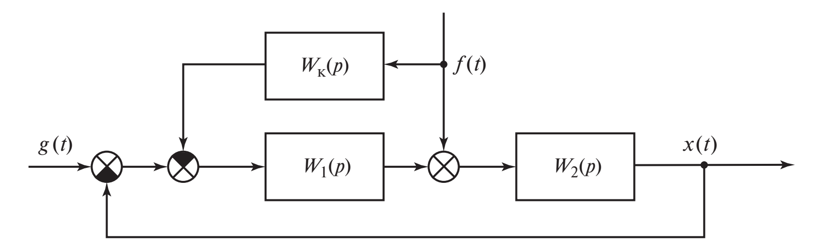


Рис. 10.16. Система комбинированного регулирования

то $\Phi_f(p) = 0$ и возмущение $f(t)$ не будет влиять на регулируемую величину. Это свойство системы называется *инвариантностью* (*независимостью*) по отношению к данному возмущению.

Равенство (10.17) является *условием полной инвариантности* от возмущения $f(t)$. Его выполнение обеспечивает независимость регулируемой величины от вида функции $f(t)$, но не от начального значения возмущения и его производных, которые вызывают переходную составляющую регулируемой координаты.

Удовлетворение условия (10.17) встречается с большими трудностями, связанными с инерционностью звеньев системы и с тем, что возмущение не всегда можно подать на вход корректирующего устройства, а иногда его трудно даже измерить. Требуемая функция $W_к(p)$ также не всегда может быть реализована. Тем не менее даже неполное удовлетворение условия (10.17), т.е. *частичная инвариантность*, дает значительный эффект, так как влияние возмущения существенно ослабляется.

Поскольку корректирующие звенья в цепи внешнего возмущения не входят в замкнутый контур САР, то они не влияют на ее устойчивость. Поэтому в отличие от ранее рассмотренных способов последовательной и параллельной коррекции, наталкивавшихся на противоречия между требованиями устойчивости и качества регулирования, здесь эта проблема не возникает.

10.5. СИНТЕЗ КОРРЕКТИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

При *синтезе* системы автоматического регулирования основные ее функциональные звенья (измерительные, усилительные, исполнительные), как правило, бывают предварительно выбраны на основании технического задания и других соображений. Вместе с объектом регулирования они образуют часть системы, называемую *неизменяемой*. Ее передаточная функция

$$W_0(p) = \frac{K_0(p)}{p^{\nu_0} D_0(p)} \tag{10.18}$$

предполагается заданной.

Синтезируемая *изменяемая часть системы* обычно представляет собой корректирующее устройство, которое должно обеспечить необходимые динамические качества замкнутой системы. К ним относятся точность в установившемся режиме, определяемая коэффициентом передачи разомкнутой системы и порядком астатизма ν, и основные показатели переходной характеристики — перерегулирование β и длительность переходного процесса $t_{рег}$. Кроме того, обычно бывает задан запас устойчивости системы по фазе.

Среди приближенных методов синтеза корректирующих устройств наиболее детально разработан и широко применяется синтез по логарифмическим амплитудно-частотным характеристикам. К достоинствам метода можно отнести простоту и наглядность.

Метод базируется на соответствии между ЛАЧХ разомкнутой системы и ее статическими и динамическими свойствами в замкнутом состоянии. Однозначная связь между амплитудно-частотной и фазочастотной характеристиками минимально-фазовых систем, к которым он применяется, дает возможность при решении задачи синтеза ограничиться использованием только амплитудной характеристики разомкнутой системы.

Асимптотическая ЛАЧХ *неизменяемой части* системы $L_0(\omega)$ находится по передаточной функции (10.18). Примерный вид ее при $\nu_0 = 1$ показан на рис. 10.17.

Затем строится *желаемая ЛАЧХ* $L_ж(\omega)$, представляющая собой асимптотическую ЛАЧХ разомкнутой системы, имеющей требуемые свойства.

Желаемая ЛАЧХ подразделяется на три основные асимптоты — низкочастотную, среднечастотную и высокочастотную, которые могут соединяться сопрягающими отрезками.

Низкочастотная асимптота определяется требованиями точности системы в установившемся режиме работы, т.е. величинами k и ν. Если $k = k_0$ и $\nu = \nu_0$, то она совпадает с низкочастотной ЛАЧХ $L_0(\omega)$ неизменяемой части системы. Наклон низкочастотной асимптоты $L_ж(\omega)$ равен $-\nu$ 20 дБ/дек, а при $\omega = 1$ ее ордината равна $20\lg k$.

Среднечастотная асимптота $L_ж(\omega)$ является наиболее существенной, так как именно она в основном определяет динамические свойства системы — устойчивость и показатели качества переходного процесса. Ее наклон на *частоте среза* ω_c, при которой она пересекает ось абсцисс, принимают равным –20 дБ/дек, так как при этом обеспечивается максимальный запас устойчивости по фазе.

Частоту среза оценивают по формуле

$$\omega_c = \frac{c\pi}{t_{рег}}, \qquad (10.19)$$

где коэффициент c находится по графику, приведенному на рис. 10.18, в зависимости

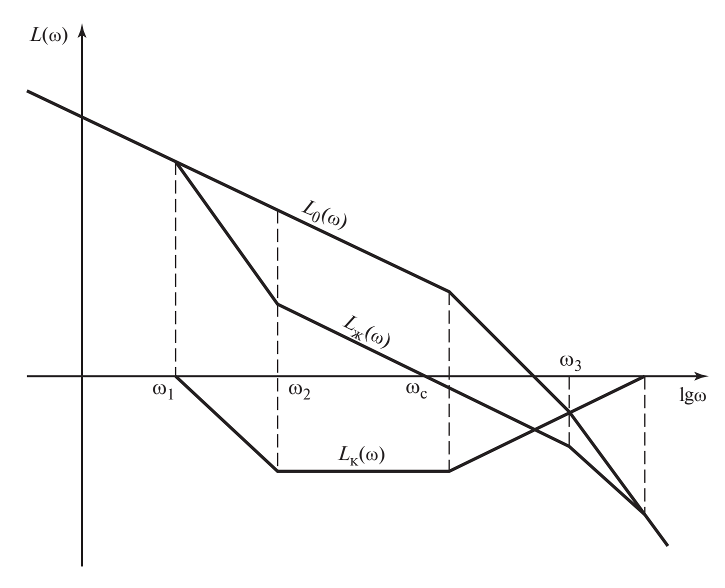


Рис. 10.17. Синтез корректирующего устройства по асимптотической логарифмической амплитудно-частотной характеристике

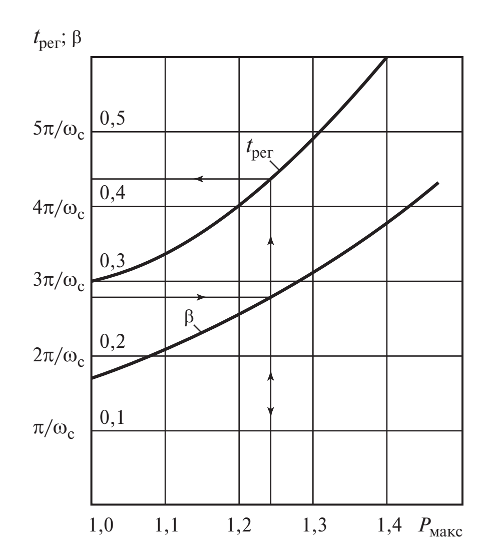


Рис. 10.18. Номограмма для оценки частоты среза ω_c

от заданного перерегулирования β, которое определяется максимумом вещественной частотной характеристики замкнутой системы $P_{макс}$.

Протяженность среднечастотной асимптоты устанавливают, исходя из необходимого запаса устойчивости. В первом приближении можно принять

$$\omega_3 = (2\ldots4)\omega_c; \quad \omega_2 = \omega_c^2 / \omega_3 . \qquad (10.20)$$

Соединение с низкочастотной асимптотой осуществляется сопрягающей асимптотой с наклоном –40 или –60 дБ/дек.

Высокочастотная асимптота $L_ж(\omega)$ является наименее существенной. Ее выбирают совпадающей с высокочастотной асимптотой $L_0(\omega)$ или, по крайней мере, имеющей такой же наклон.

Для облегчения построения желаемых ЛАЧХ они подразделены на основные типы, для которых построены специальные номограммы, непосредственно связывающие основные параметры ЛАЧХ с показателями качества.

Если синтезируется последовательное корректирующее устройство (см. рис. 10.1, *а*), то

$$W_ж(p) = W_0(p)W_к(p), \qquad (10.21)$$

откуда

$$L_к(\omega) = L_ж(\omega) - L_0(\omega). \qquad (10.22)$$

Вычитание ординат ЛАЧХ неизменяемой части системы $L_0(\omega)$ из ординат желаемой (скорректированной) ЛАЧХ $L_ж(\omega)$ достаточно сделать только на всех сопрягающих частотах этих характеристик и соединить полученные точки прямыми (см. рис. 10.17).

Рассмотрим определение ЛАЧХ параллельного корректирующего устройства, выполненного в виде отрицательной обратной связи $W_{о.с}(p)$, охватывающей часть звеньев исходной системы (рис. 10.19) с передаточной функцией

$$W_0(p) = W_н(p)W_{охв}(p), \qquad (10.23)$$

где $W_н(p)$, $W_{охв}(p)$ — передаточные функции неохватываемой и охватываемой частей системы.

Из выражения для передаточной функции желаемой разомкнутой системы

$$W_ж(p) = \frac{W_н(p)W_{охв}(p)}{1 + W_{охв}(p)W_{о.с}(p)} \qquad (10.24)$$

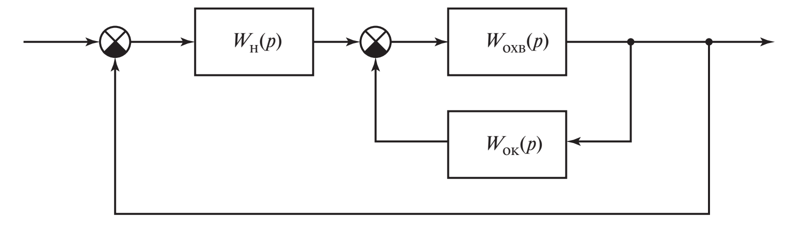


Рис. 10.19. Параллельное корректирующее устройство в виде отрицательной обратной связи

следует, что в диапазоне частот, где $\left| W_{\text{охв}}(j\omega) W_{\text{о.с}}(j\omega) \right| << 1$,

$$W_{\text{ж}}(p) \approx W_0(p), \qquad (10.25)$$

т.е. характеристики желаемой и исходной систем практически совпадают и, следовательно, корректирующее устройство не влияет на частотную характеристику системы.

Напротив, в диапазоне частот, где $\left| W_{\text{охв}}(j\omega) W_{\text{о.с}}(j\omega) \right| >> 1$,

$$W_{\text{ж}}(p) \approx \frac{W_{\text{н}}(p)}{W_{\text{о.с}}(p)} = \frac{W_0(p)}{W_{\text{о.с}}(p) W_{\text{охв}}(p)}, \qquad (10.26)$$

т.е. влияние на частотную характеристику звеньев исходной системы, охваченных обратной связью, практически исключено. Поэтому обратной связью следует охватывать те звенья, которые наиболее существенно ухудшают переходный процесс. В этом диапазоне частот

$$L_{\text{о.с}}(\omega) = L_0(\omega) - L_{\text{ж}}(\omega) - L_{\text{охв}}(\omega). \qquad (10.27)$$

По найденным ЛАЧХ корректирующих устройств $L_{\text{к}}(\omega)$ или $L_{\text{о.с}}(\omega)$ выбирают тот или иной способ их реализации.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каково назначение коррекции динамических свойств САР?
2. Как корректирующие звенья включаются в САР?
3. Каково основное назначение корректирующего пропорционально-дифференцирующего (форсирующего) звена?
4. Каково назначение корректирующего пропорционально-интегрального (изодромного) звена?
5. Чем различаются действия жестких и гибких обратных связей?
6. На чем основано корректирующее действие локальной обратной связи?
7. Можно ли заменить последовательное корректирующее звено обратной связью и наоборот?
8. Каким образом можно ослабить влияние на регулируемую величину возмущающего воздействия?
9. Как можно обеспечить инвариантность (независимость) САР по отношению к определенному возмущающему воздействию?
10. В чем заключается трудность выполнения условия полной инвариантности?
11. Какие динамические качества замкнутой САР стремятся обеспечить при синтезе корректирующих устройств?
12. Какие функциональные звенья образуют неизменяемую часть синтезируемой САР?
13. При синтезе каких САР можно ограничиться только ее амплитудно-частотной характеристикой в разомкнутом состоянии?
14. Чем определяются требования к низкочастотной асимптоте желаемой ЛАЧХ?
15. Почему среднечастотная асимптота желаемой ЛАЧХ является наиболее существенной? Какие динамические свойства САР она определяет?
16. Как выбирается высокочастотная асимптота желаемой ЛАЧХ?
17. Как синтезируется ЛАЧХ последовательного корректирующего устройства?
18. Как определяется ЛАЧХ корректирующей отрицательной обратной связи, охватывающей часть звеньев исходной системы?

Глава одиннадцатая

НЕЛИНЕЙНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

11.1. СУЩЕСТВЕННЫЕ НЕЛИНЕЙНОСТИ В САР

Линейные системы автоматического регулирования, методы исследования которых рассматривались в предыдущих главах, представляют собой, как правило, совокупность идеализированных математических моделей реальных нелинейных звеньев. Как было показано в § 5.1, такие модели можно построить для звеньев с так называемыми несущественными нелинейностями, если ограничиться изучением малых отклонений от установившихся режимов. В таких случаях линейная теория, достаточно простая и глубоко разработанная, дает результаты, имеющие важное практическое значение. Но есть нелинейности, называемые *существенными*, которые не допускают обычную линеаризацию, базирующуюся на разложении в ряд Тейлора с отбрасыванием нелинейных членов. Звенья с такими нелинейностями меняют характер системы и придают ей качественно новые свойства, которые принципиально не могут быть изучены в рамках линейной теории.

Важнейшей особенностью систем, содержащих хотя бы одно звено, описываемое нелинейным уравнением, является неприменимость к ним принципа суперпозиции. В этом главное отличие нелинейных систем от линейных, которые входят в них как важный, но узкий подкласс.

Некоторые нелинейности могут неизбежно присутствовать в системе, например нечувствительность, люфт, насыщение, гистерезис, сухое трение и др. Они, как правило, оказывают негативное влияние на процессы, происходящие в системе. Но есть и другие нелинейности, которые, напротив, специально вводятся в систему для придания ей требуемых динамических качеств. К ним относятся релейные элементы, нелинейные функциональные преобразователи и корректирующие устройства.

Нелинейности систем регулирования можно подразделить на *статические*, связанные с нелинейностью статических характеристик, и *динамические*, обусловленные описанием звеньев нелинейными дифференциальными уравнениями.

Нелинейные статические характеристики обычно задаются графически. Их аналитическое описание чаще всего находится кусочно-линейной или полиномиальной аппроксимацией.

Рассмотрим некоторые существенные статические нелинейности, встречающиеся в системах регулирования турбин. К ним прежде всего следует отнести показанную на рис. 11.1, *а* реальную характеристику сервомотора с отсечным золотником, выполненным с положительной перекрышей на отсекающих кромках. В качестве входной величины x здесь принято смещение золотника из среднего положения, а выходной величиной y является расход рабочей жидкости через золотник или скорость движения поршня сервомотора. На рис. 11.1, *б* показана эта характеристика после обычно выполняемой кусочно-линейной аппроксимации.

Пока смещение золотника не превышает перекрышу при достаточно малых радиальных зазорах, рабочая жидкость практически не поступает в полости сервомотора и скорость поршня равна нулю, чем определяется *зона нечувствительности*. *Зона насыщения* характеристики может быть вызвана ограниченной высотой под-

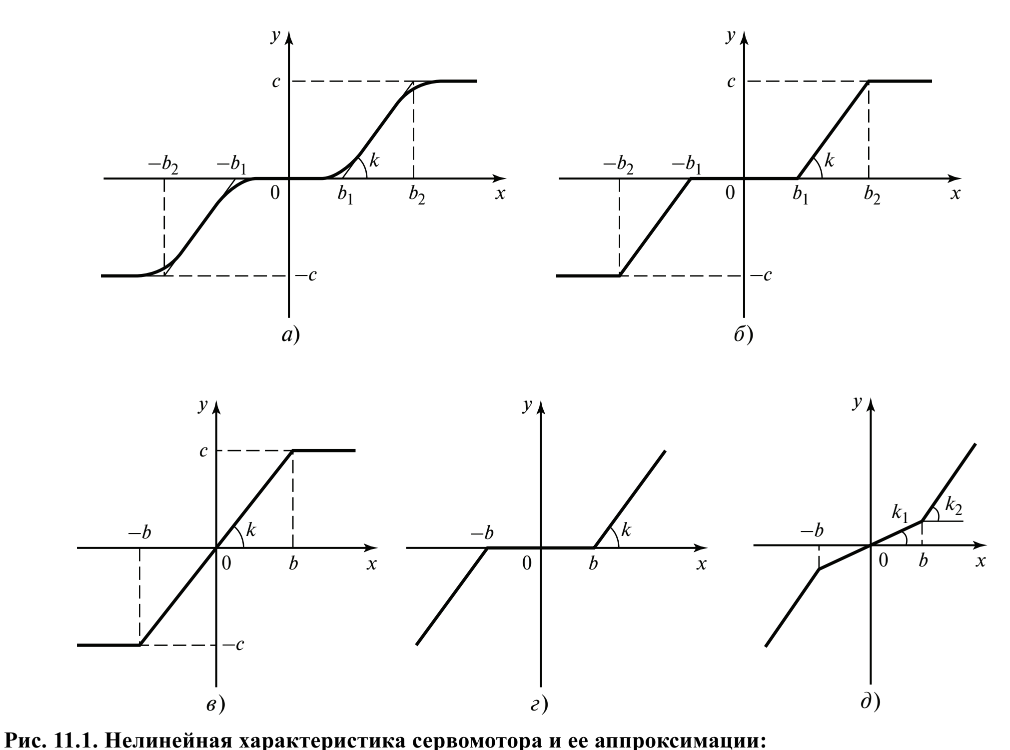


Рис. 11.1. Нелинейная характеристика сервомотора и ее аппроксимации:

а — реальная характеристика; *б* — с зонами нечувствительности и насыщения; *в* — с зоной насыщения; *г* — с зоной нечувствительности без зоны насыщения; *д* — с переменным коэффициентом передачи

водящих окон в буксе золотника, полностью открываемых при определенном его смещении. При нулевой перекрыше зона нечувствительности отсутствует (рис. 11.1, *в*). При достаточно высоких окнах в буксе даже при больших возмущениях зона насыщения на характеристике сервомотора может не достигаться и поэтому не учитываться (рис. 11.1, *г*). Как отмечалось в § 3.2, для того чтобы при положительной перекрыше на окнах в буксе отсечного золотника не вносить нечувствительность, в пределах перекрыши выполняются пропилы разной формы. При прямоугольных пропилах, суммарная ширина которых намного меньше суммарной ширины окон, получим характеристику с *переменным коэффициентом передачи* на разных участках (рис. 11.1, *д*).

Нетрудно видеть, что влияние нечувствительности будет тем бóльшим, чем меньше смещение золотника из среднего положения. Напротив, влияние насыщения существенно при больших изменениях входной величины x.

При наличии зазоров в механической передаче, если не приняты меры для их силового замыкания, возникает *неоднозначная нелинейность типа «люфт»*, характеристика которой показана на рис. 11.2. Выходная величина звена с такой характеристикой зависит не только от текущего значения входной величины, но и от предыстории его изменения к данному моменту времени.

Перемещение ведущего элемента механической передачи с зазором вызовет движение ведомого элемента только после того, как будет выбран зазор, полуширина которого равна b. Взаимная зависимость положений ведущего и ведомого элементов представится прямой *1*. При изменении

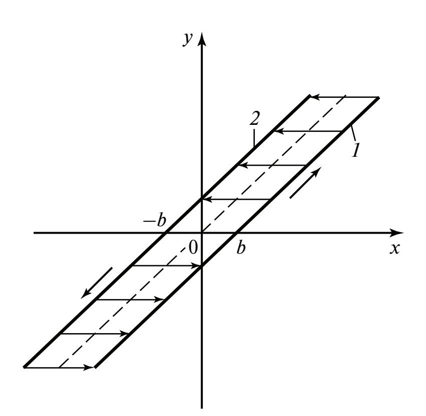


Рис. 11.2. Характеристика нелинейности типа «люфт»

направления движения ведущего элемента ведомый будет неподвижен, пока зазор вновь не выберется. На рис. 11.2 этому соответствует переход с прямой *1* на прямую *2*. Влияние зазора усиливается с уменьшением перемещения *x*.

С переходом от гидромеханических к электрогидравлическим и особенно к электромеханическим системам регулирования в последних расширилось применение звеньев с *релейными характеристиками*, которые являются существенно нелинейными при любых сколь угодно малых отклонениях входной величины.

Релейная характеристика общего вида с зоной нечувствительности и петлей гистерезиса представлена на рис. 11.3, *а*. Петля гистерезиса отражает нелинейное (координатное) запаздывание, связанное с

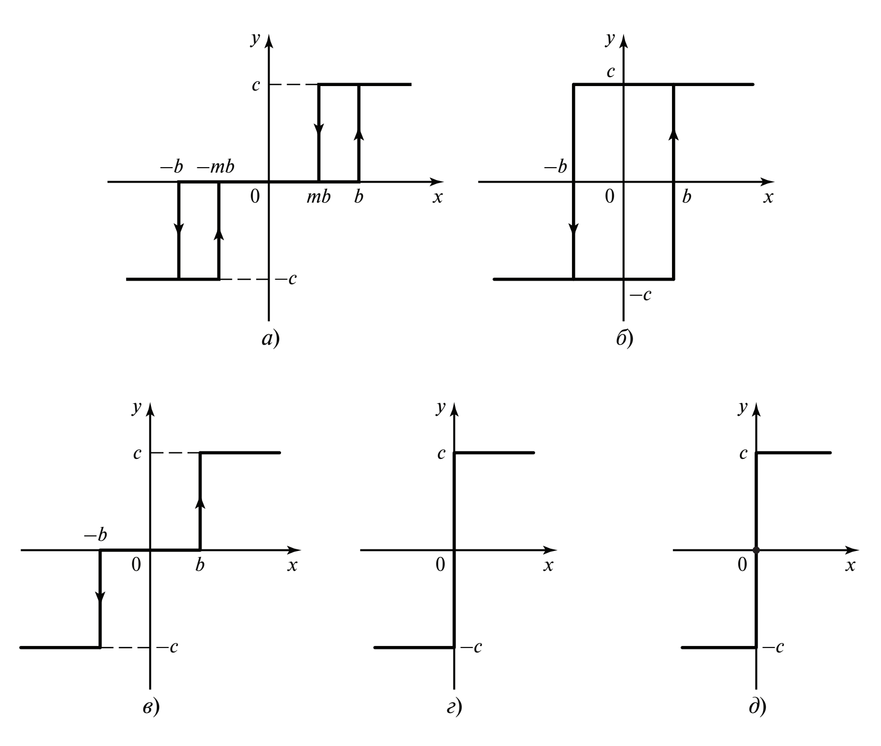


Рис. 11.3. Релейные характеристики:

а — общего вида с зоной нечувствительности и петлей гистерезиса; *б* — с петлей гистерезиса; *в* — с зоной нечувствительности без гистерезиса; *г* — идеальная без среднего положения; *д* — идеальная со средним положением

тем, что ток отпускания реле ($x = mb$) меньше тока срабатывания ($x = b$). При $m = -1$ имеем петлю гистерезиса без зоны нечувствительности (рис. 11.3, *б*), при $m = 1$ — зону нечувствительности без гистерезиса (рис. 11.3, *в*). При отсутствии нечувствительности ($b = 0$) получаем характеристику идеального реле без среднего положения (рис. 11.3, *г*) или со средним положением (рис. 11.3, *д*).

Можно привести много примеров динамических нелинейностей в системах регулирования турбин. Укажем некоторые из них.

В § 6.4 при выводе уравнения движения сервомотора с отсечным золотником было показано, что постоянная времени сервомотора зависит от его положения, определяющего уровень позиционных сил, приведенных к поршню, и от направления движения последнего, совпадающего или не совпадающего с направлением равнодействующей сил, преодолеваемых сервомотором. Следовательно, в отличие от линейной модели сервомотора

$$T_{\text{с}} \frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} = \sigma$$

его реальное нелинейное уравнение имеет вид

$$\frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} = \begin{cases} \sigma / T_{\text{о.с}}(\mu) & \text{при } \sigma > 0; \\ 0 & \text{при } \sigma = 0; \\ -\sigma / T_{\text{с.з}}(\mu) & \text{при } \sigma < 0. \end{cases}$$

Следует также отметить, что из-за наличия предельных положений поршня уравнение движения сервомотора оказывается нелинейным, если даже пренебречь зависимостью постоянных времени от его положения и принять, кроме того, $T_{\text{с.о}} = T_{\text{с.з}} = T_{\text{с}}$:

$$T_{\text{с}} \frac{\mathrm{d}\mu}{\mathrm{d}t} = \begin{cases} \sigma \;\; \text{при } \mu_{\text{мин}} < \mu < \mu_{\text{макс}}, \\ \quad \text{или } \mu = \mu_{\text{мин}} \text{ и } \sigma > 0, \\ \quad \text{или } \mu = \mu_{\text{макс}} \text{ и } \sigma < 0; \\ 0 \;\; \text{при } \mu = \mu_{\text{макс}} \text{ и } \sigma \ge 0 \\ \quad \text{или } \mu = \mu_{\text{мин}} \text{ и } \sigma \le 0, \end{cases}$$

где $\mu_{\text{мин}}$ и $\mu_{\text{макс}}$ — предельные нижнее и верхнее положения поршня сервомотора.

В системах регулирования турбин встречается еще один вид нелинейности, связанный с изменением структуры звена в зависимости от значения его выходной координаты. Например, как будет показано в § 15.5, корректирующая обратная связь (самовыключение) промежуточного сервомотора, перемещающего отсечной золотник главного сервомотора ЧВД турбины Т-250/300-240 ТМЗ, на первом участке хода золотника выполнена отрицательной, на втором — отсутствует, на третьем — положительной. В результате, как следует из уравнения, приведенного ниже [см. (15.1)], на первом участке хода сервомотор является апериодическим звеном первого порядка, на втором — интегрирующим звеном, а на третьем — даже неустойчивым звеном. Это оригинальное решение существенно повысило быстродействие системы регулирования при сбросе нагрузки.

В общем виде рассмотренная нелинейность показана на рис. 11.4. Сигнал обратной связи здесь может быть представлен в виде

$$y = \begin{cases} W_{\text{о.с1}}(p) & \text{при } |x| \le b; \\ W_{\text{о.с2}}(p) & \text{при } |x| > b. \end{cases}$$

Каждая из связей с передаточной функцией $W_{\text{о.с1}}(p)$ или $W_{\text{о.с2}}(p)$ является линейной, но в целом получаем нелинейное устройство переменной структуры, так как переключение с одной связи на другую определяется значением входной переменной x.

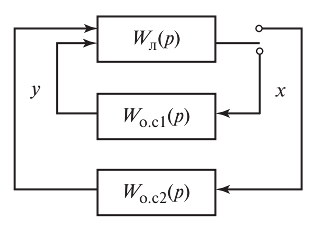


Рис. 11.4. Звено переменной структуры

11.2. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В НЕЛИНЕЙНЫХ САР

Динамические процессы в нелинейных системах автоматического регулирования по сравнению с линейными значительно сложнее и разнообразнее. Это связано прежде всего с тем, что в нелинейных системах устойчивость и характер переходных процессов (колебательность, длительность и др.) зависят от значений внешних воздействий или, при их отсутствии, от начальных условий (начальных отклонений координат и их производных или начальных амплитуд колебаний).

Пример такой зависимости, когда при малых начальных отклонениях свободные колебания затухают, а при больших — расходятся, показан на рис. 11.5, *а*. Граничное значение амплитуды $A_г$ зависит от параметров системы, в пространстве которых наряду с областями устойчивости и неустойчивости, присущими и линейной системе, может существовать *область устойчивости «в малом» (в ограниченной области начальных условий) и неустойчивости «в большом»*, характерная только для нелинейных систем. Пример такого разбиения пространства одного параметра при фиксированных значениях остальных показан на рис. 11.5, *б*, где при $0 \le k \le k_1$ система устойчива, при $k_1 < k < k_2$ — устойчива «в малом» и неустойчива «в большом» и при $k \ge k_2$ — неустойчива. Стрелками на рис. 11.5, *б* показано направление изменения амплитуд колебаний в переходных процессах.

Периодический режим, соответствующий $A = A_г$, является *неустойчивым* и реально в системе существовать не может, так как любое, даже малое, отклонение от этого режима будет возрастать.

В других нелинейных системах характер переходного процесса в зависимости от начальных условий может быть совершенно иным. Например, как показано на рис. 11.6, *а*, при малых начальных отклонениях процесс расходится, а при больших сходится к некоторому *устойчивому* периодическому режиму собственных колебаний, называемых *автоколебаниями*, с определенными амплитудой и частотой. Автоколебания являются особым видом устойчивого режима, присущего только нелинейным системам. Амплитуда $A_г$ и частота автоколебаний, форма которых может существенно отличаться от синусоидальной из-за наличия высших гармоник, зависят только от параметров системы, причем как линейной, так и нелинейной ее частей, и в определенных пределах не зависят от начальных условий. Характерный пример разбиения пространства одного параметра на области устойчивости, неустойчивости и автоколебаний показан на рис. 11.6, *б*. При других фиксированных значениях остальных пара-

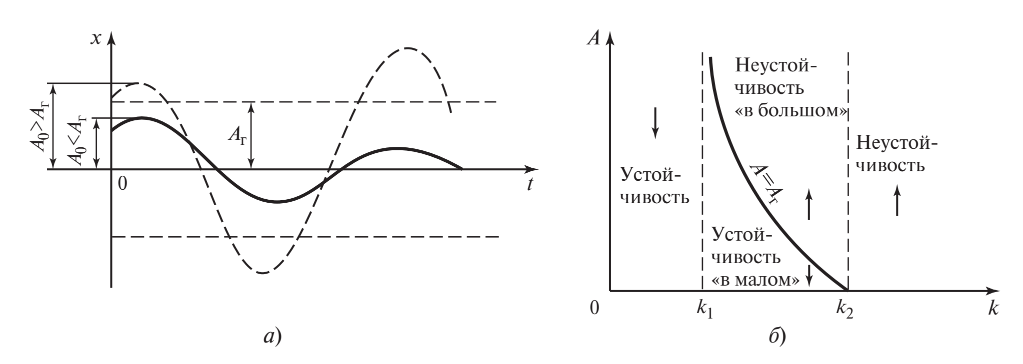


Рис. 11.5. Нелинейная система, устойчивая «в малом» и неустойчивая «в большом»:
а — кривые переходных процессов; *б* — разбиение пространства одного из параметров системы

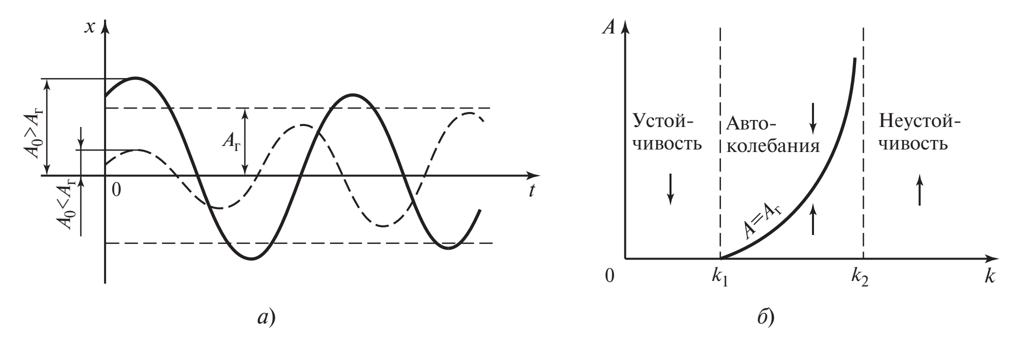


Рис. 11.6. Нелинейная система с мягким возбуждением автоколебаний: обозначения те же, что и на рис. 11.5

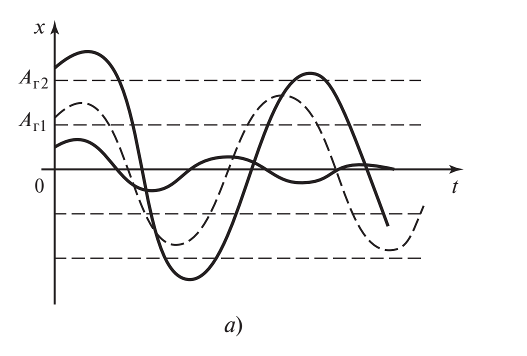
метров системы границы областей по параметру k могут быть иными, включая отсутствие какой-нибудь одной или двух из них.

В нелинейных системах могут быть и два периодических режима, как показано на рис. 11.7. Здесь при $A_0 < A_{г1}$ колебания затухают, при $A_{г1} < A_0 < A_{г2}$ процесс расходится, а при $A_{г2} < A_0$ сходится к автоколебаниям с амплитудой $A_{г2}$. Следовательно, при $A_0 < A_{г1}$ устойчивым является положение равновесия, в котором $x = 0$, а при $A_0 > A_{г1}$ устойчивым является режим автоколебаний. Периодический режим с $A = A_{г1}$ является неустойчивым и реально существовать не может.

Если в системе имеются два или несколько устойчивых состояний, можно указать *области притяжения* каждого из них по начальным условиям. В рассматриваемом случае областью притяжения для состояния равновесия является $0 < A_0 < A_{г1}$, а областью притяжения автоколебательного режима — $A_0 > A_{г1}$.

Если автоколебания имеют малую амплитуду, а неустойчивый периодический режим — большую, процессы в системе протекают, как показано на рис. 11.8.

В случаях, когда положение равновесия $x = 0$ является неустойчивым, говорят о *мягком возбуждении автоколебаний* (см. рис. 11.6 и 11.8). Если для перехода к автоколебательному режиму требуется конечное начальное возмущение, возбуждение автоколебаний называют *жестким* (см. рис. 11.7).



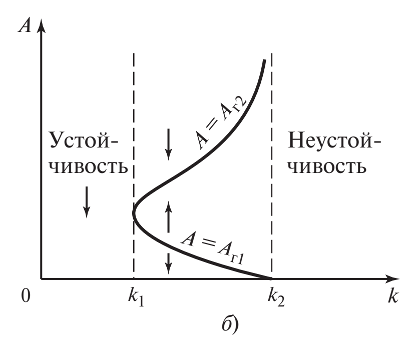


Рис. 11.7. Нелинейная система с жестким возбуждением автоколебаний: обозначения те же, что и на рис. 11.5

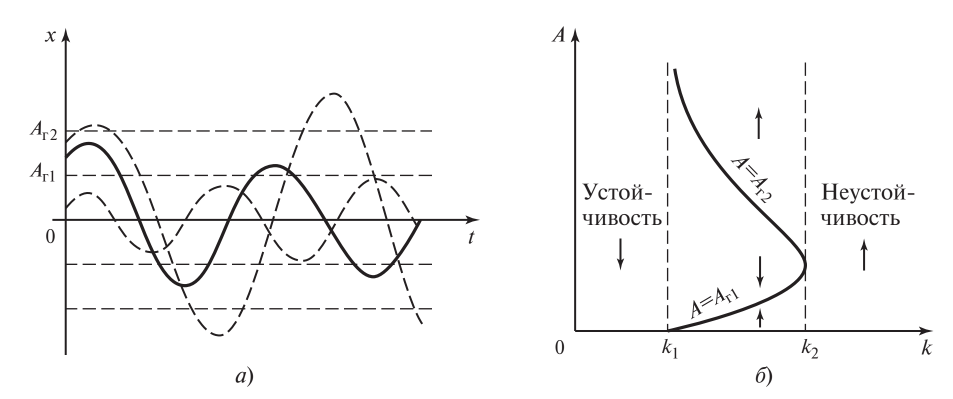


Рис. 11.8. Нелинейная система, неустойчивая «в большом» с мягким возбуждением автоколебаний: обозначения те же, что и на рис. 11.5

Некоторые другие особенности установившихся режимов в нелинейных системах будут рассмотрены в дальнейшем.

11.3. ФАЗОВОЕ ПРОСТРАНСТВО И ФАЗОВЫЕ ПОРТРЕТЫ САР

Для исследования нелинейных систем и наглядного представления проходящих в них сложных динамических процессов часто используется *фазовое пространство*, в котором строят *фазовые портреты* систем.

Ограничимся случаем, когда переходные процессы вызываются начальными отклонениями координат при отсутствии внешних воздействий. Нелинейные дифференциальные уравнения стационарной замкнутой системы n-го порядка имеют вид

$$\frac{dx_i}{dt} = F_i(x_1, x_2, \ldots, x_n) \quad (i = 1, 2, \ldots, n). \quad (11.1)$$

Переменные $x_1, x_2, \ldots, x_n$ могут иметь любой физический смысл, но их можно представить как прямоугольные координаты некоторой точки M в n-мерном пространстве $(x_1, x_2, \ldots, x_n)$, называемом *фазовым пространством*. Тогда начальное состояние системы изобразится точкой M_0 с координатами $(x_{10}, x_{20}, \ldots, x_{n0})$, а переходный процесс представится некоторой кривой, называемой *фазовой траекторией* системы. Точка M, движущаяся по фазовой траектории, называется *изображающей точкой*. Проекции вектора ее скорости на оси координат определяются значениями нелинейных функций в правых частях уравнений (11.1).

На рис. 11.9 представлена фазовая траектория движения изображающей точки M из начального положения $M_0(x_{10}, x_{20}, x_{30})$ в трехмерном пространстве (x_1, x_2, x_3).

Фазовые траектории дают только геометрическую качественную картину динамических процессов, протекающих в системе. По ним нельзя определить положение изображающей точки M на траектории в данный момент времени, т.е. состояние системы. Для этого надо проинтегрировать уравнения (11.1).

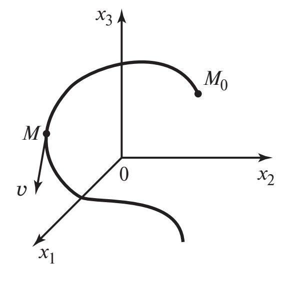


Рис. 11.9. Фазовая траектория в трехмерном фазовом пространстве

Уравнения (11.1) чаще всего составляют в отклонениях координат от их значений на установившемся режиме. В этом случае равновесному состоянию системы соответствует начало координат фазового пространства, для которого $x_1 = x_2 = \ldots = x_n = 0$.

Метод фазового пространства обычно применяется для исследования систем невысокого порядка, чаще всего второго. В последнем случае фазовое пространство становится *фазовой плоскостью*, на которой фазовые траектории изображаются достаточно просто.

Уравнения (11.1) при $n = 2$ имеют вид

$$\left.\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}x_1}{\mathrm{d}t} &= F_1(x_1, x_2);\\ \frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} &= F_2(x_1, x_2).\end{aligned}\right\} \qquad (11.2)$$

Чтобы получить дифференциальное уравнение фазовых траекторий, исключим время из уравнений (11.2):

$$\frac{\mathrm{d}x_1}{\mathrm{d}x_2} = \frac{F_1(x_1, x_2)}{F_2(x_1, x_2)}. \qquad (11.3)$$

Рассмотрим совокупность фазовых траекторий линейной системы второго порядка, образующую так называемый *фазовый портрет* системы. Так как линейные системы являются подклассом нелинейных систем, то все полученные результаты имеют значение и для последних.

Пусть динамические процессы в некоторой САР описываются однородным дифференциальным уравнением второго порядка

$$\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} + a_1\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + a_2x = 0. \qquad (11.4)$$

Заменим уравнение (11.4) эквивалентной системой уравнений вида (11.2). Для этого выберем в качестве координат системы величину x и ее производную по времени $y = px = \mathrm{d}x/\mathrm{d}t$. Тогда получим:

$$\left.\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} &= -a_1y - a_2x;\\ \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} &= y.\end{aligned}\right\} \qquad (11.5)$$

Исключим из уравнений (11.5) время t, разделив первое уравнение почленно на второе при $x \neq 0$ и $y \neq 0$:

$$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x} = -a_1 - a_2\frac{x}{y}. \qquad (11.6)$$

Решение этого уравнения $y = \varphi(x, C)$ определяет семейство интегральных кривых, каждая из которых соответствует определенному значению постоянной интегрирования C, зависящему от начальных условий. Интегральные кривые представляют собой фазовые траектории системы, а их совокупность образует ее фазовый портрет.

В начале координат, соответствующем равновесному состоянию системы, согласно (11.6) имеем

$$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x} = -a_1 - a_2\frac{0}{0},$$

т.е. направление касательных к фазовым траекториям не определено. Такие точки называются *особыми*.

В зависимости от значений параметров системы, через которые выражаются коэффициенты a_1 и a_2, корни характеристического уравнения

$$p_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}$$

могут быть левыми или правыми, вещественными, мнимыми или комплексно-сопряженными, что и определяет разнообразие фазовых портретов такой простой системы. Рассмотрим частные случаи.

1. При $a_1 = 0$, $a_2 > 0$ имеем пару мнимых корней $p_{1,2} = \pm j\omega$, где $\omega = \sqrt{a_2}$, которым соответствуют незатухающие колебания

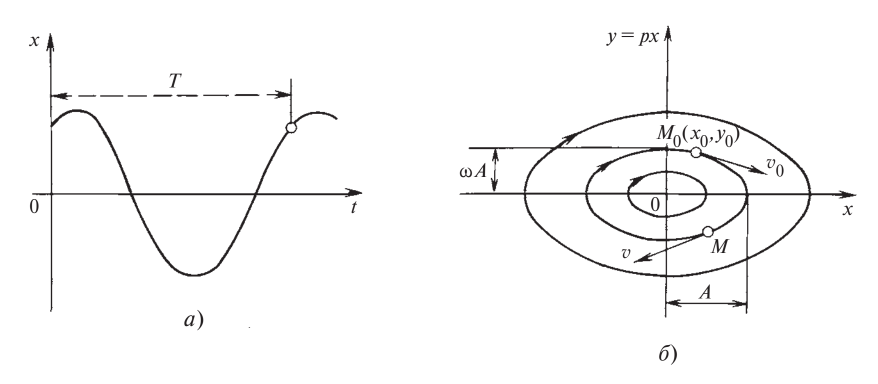


Рис. 11.10. Линейная система, находящаяся на границе устойчивости:
а — кривая переходного процесса; *б* — фазовый портрет

системы, находящейся на границе устойчивости (рис. 11.10, *а*):

$$\left.\begin{aligned} x &= A\sin(\omega t + \beta); \\ y &= \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = A\omega\cos(\omega t + \beta). \end{aligned}\right\} \quad (11.7)$$

Уравнения (11.7) представляют собой параметрическое семейство фазовых траекторий — эллипсов с полуосями A и ωA (рис. 11.10, *б*). Уравнение эллипса получим, исключив из (11.7) время t:

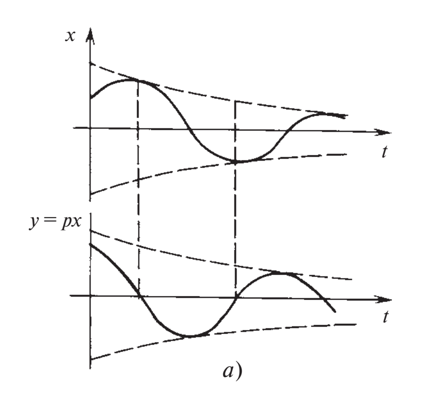
$$\frac{x^2}{A^2} + \frac{y^2}{(\omega A)^2} = 1 .$$

Таким образом, периодическим колебаниям соответствует движение изображающей точки по замкнутым фазовым траекториям. Особая точка называется *центром*.

2. При $a_1 > 0$, $a_2 > 0$, $a_1^2 < 4a_2$ корни являются комплексно-сопряженными с отрицательной вещественной частью. Им соответствуют затухающие колебания устойчивой системы (рис. 11.11, *а*):

$$x = Ae^{-\alpha t}\sin(\omega t + \beta); \quad \alpha = a_1/2.$$

Фазовые траектории имеют вид спиралей, по которым изображающая точка с течением времени неограниченно приближается к началу координат (рис. 11.11, *б*). Особая точка называется *устойчивым фокусом*.



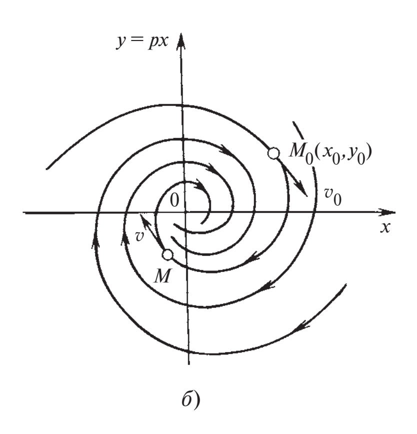


Рис. 11.11. Устойчивая линейная система с колебательным затухающим переходным процессом

3. При $a_1 < 0$, $a_2 > 0$, $a_1^2 < 4a_2$ комплексно-сопряженным корням с положительной вещественной частью соответствуют расходящиеся колебания неустойчивой системы (рис. 11.12, *а*):

$$x = Ae^{\alpha t}\sin(\omega t + \beta); \quad \alpha = a_1/2.$$

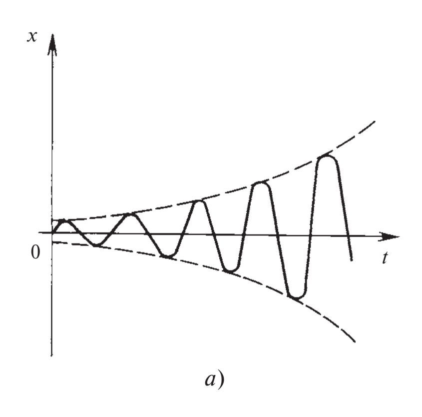
Фазовые траектории представляют собой спирали, по которым изображающая точка неограниченно удаляется от начала координат (рис. 11.12, *б*). Особая точка называется *неустойчивым фокусом*.

4. При $a_1 > 0$, $a_2 > 0$, $a_1^2 > 4a_2$ корни — вещественные отрицательные разные. Им соответствует апериодический затухающий процесс в устойчивой системе (рис. 11.13, *а*):

$$x = C_1 e^{-\alpha_1 t} + C_2 e^{-\alpha_2 t},$$

где

$$\alpha_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}.$$



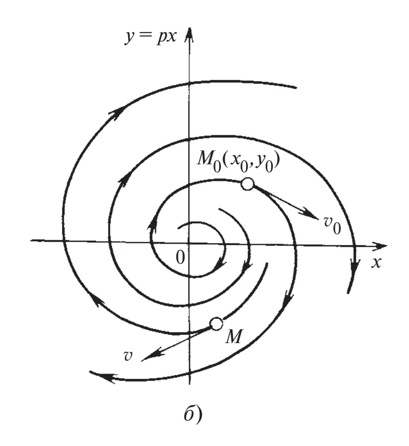


Рис. 11.12. Неустойчивая линейная система с колебательным расходящимся процессом

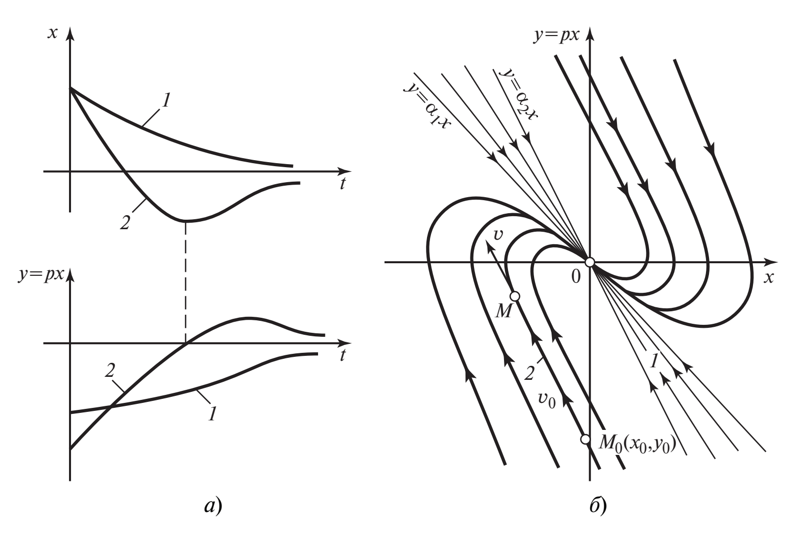


Рис. 11.13. Устойчивая линейная система с апериодическим затухающим переходным процессом

Фазовые траектории вливаются в начало координат (рис. 11.13, *б*), к которому изображающая точка приближается асимптотически. Особая точка называется *устойчивым узлом*.

5. При $a_1 < 0$, $a_2 > 0$, $a_1^2 > 4a_2$ вещественные положительные корни обусловливают апериодический расходящийся процесс в неустойчивой системе (рис. 11.14, *а*). Все фазовые траектории выходят из начала координат, от которого изображающая точка неограниченно удаляется (рис. 11.14, *б*). Особая точка называется *неустойчивым узлом*.

6. При $a_2 < 0$ корни являются вещественными и имеют разные знаки. Так как один корень положительный, то переходный процесс расходится (рис. 11.15, *а*), а фазовые траектории представляют собой семейство гипербол (рис. 11.15, *б*), по которым изображающая точка с течением времени неограниченно удаляется от начала координат. Особая точка называется *седлом*, которое всегда неустойчиво.

На фазовом портрете нелинейной системы кроме перечисленных особых точек могут существовать *особые линии*. Если они замкнуты, т.е. соответствуют периодическим процессам, то называются *предель-*

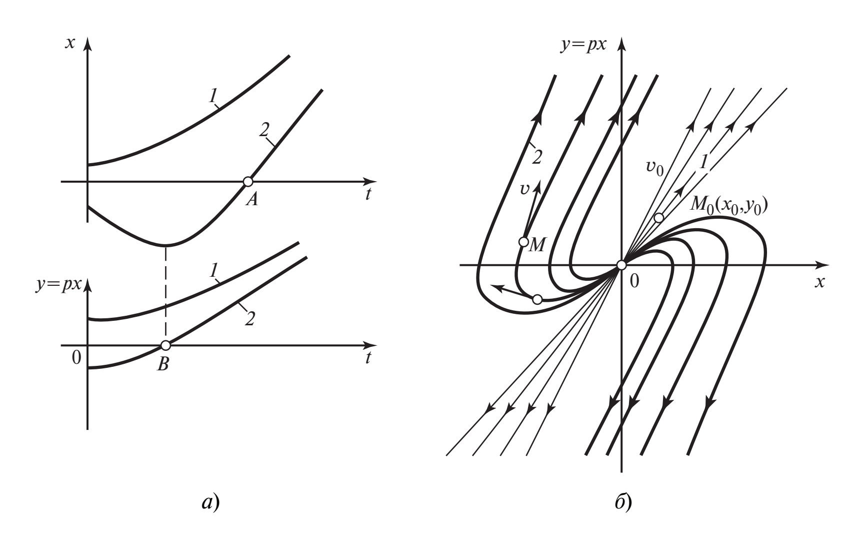


Рис. 11.14. Неустойчивая линейная система с апериодическим расходящимся переходным процессом

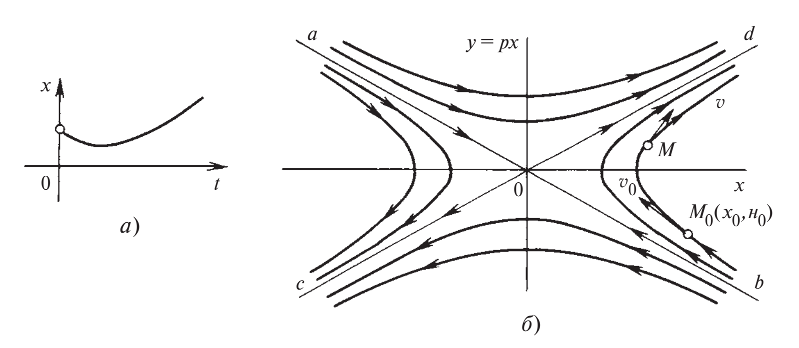


Рис. 11.15. Неустойчивая линейная система

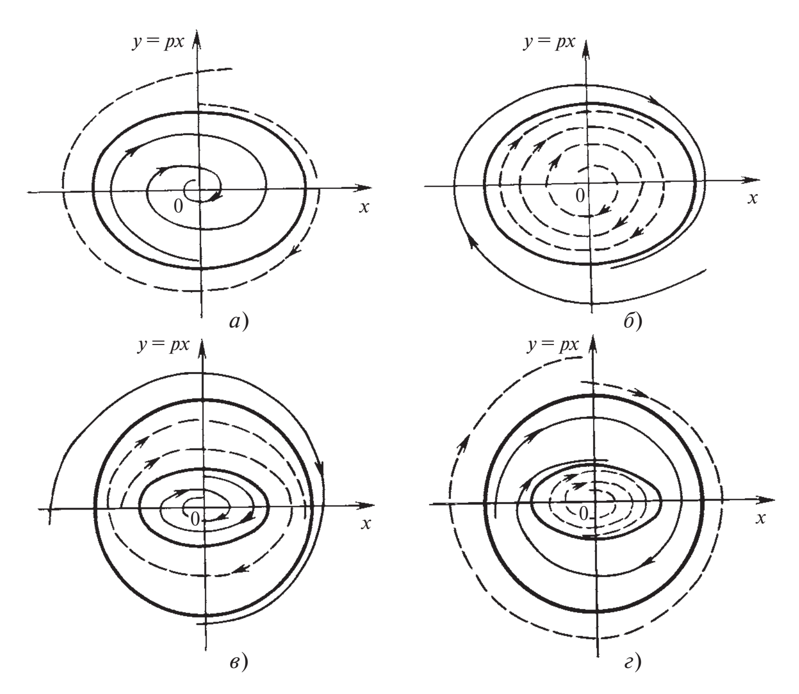


Рис. 11.16. Предельные циклы:

а — система, устойчивая «в малом» и неустойчивая «в большом»; *б* — система с мягким возбуждением автоколебаний; *в* — система с жестким возбуждением автоколебаний; *г* — система с мягким возбуждением автоколебаний, неустойчивая «в большом»

ными циклами. Так, процессу, изображенному на рис. 11.5, на фазовой плоскости отвечает *неустойчивый предельный цикл* (рис. 11.16, *а*), от которого фазовые траектории удаляются в обе стороны. Система с таким предельным циклом устойчива «в малом» и неустойчива «в большом». Особая точка в начале координат представляет устойчивое равновесное состояние.

В соответствии с характером переходных процессов, показанных на рис. 11.6, фазовые траектории изнутри и снаружи сходятся к *устойчивому предельному циклу* (рис. 11.16, *б*), изображающему на фазовой плоскости автоколебания. Особая точка в начале координат соответствует неустойчивому равновесному состоянию.

Фазовый портрет нелинейной системы может иметь два предельных цикла. Процессам, изображенным на рис. 11.7, соответствуют внутренний неустойчивый, а внешний устойчивый предельные циклы (рис. 11.16, *в*). Процессам, показанным на рис. 11.8, соответствует устойчивый предельный цикл, вложенный в неустойчивый (рис. 11.16, *г*).

Третьим видом особых линий на фазовой плоскости являются *сепаратрисы* — кривые, разделяющие области с различными типами фазовых траекторий (рис. 11.17).

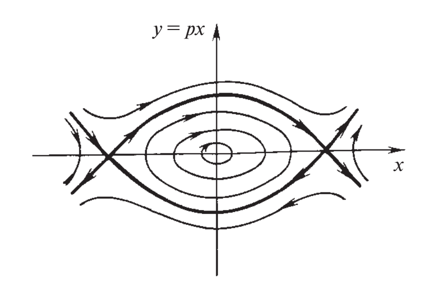


Рис. 11.17. Сепаратрисы

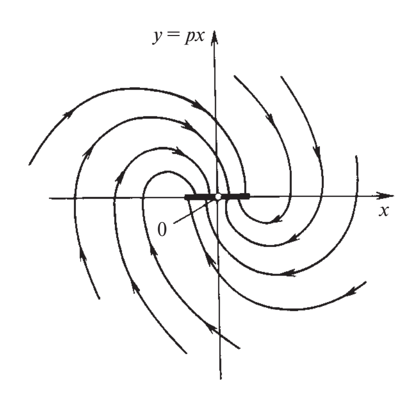


Рис. 11.18. Особый отрезок равновесных состояний нелинейной САР

В заключение отметим, что в системах с нечувствительностью или с сухим трением установившемуся состоянию соответствует не одна точка — начало координат фазовой плоскости, а область возможных равновесных состояний системы. Этой так называемой *зоне застоя* отвечает отрезок, включающий в себя начало координат (рис. 11.18).

11.4. МЕТОД ФАЗОВОЙ ПЛОСКОСТИ

Методы исследования нелинейных систем автоматического регулирования разделяются на два класса: точные и приближенные.

Среди точных методов важное место занимает метод, основанный на рассмотрении фазовой плоскости и построении фазового портрета исследуемой системы. Хотя применение метода ограничено системами второго порядка, с его помощью можно выявить важные черты процессов в нелинейных системах.

Особенности метода фазовой плоскости покажем на конкретном примере [6].

Рассмотрим систему регулирования частоты вращения турбины с сервомотором постоянной скорости, описываемую уравнениями:

ротора

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} = \mu; \qquad (11.8)$$

управляющего элемента

$$\sigma = -\varphi - \mu; \qquad (11.9)$$

сервомотора постоянной скорости

$$\frac{d\mu}{dt} = F(\sigma). \qquad (11.10)$$

Нелинейную характеристику сервомотора $F(\sigma)$ вначале примем идеальной релейной с мгновенным переключением (рис. 11.19, *а*):

$$F(\sigma) = c\,\mathrm{sign}\,\sigma. \qquad (11.11)$$

В качестве координат фазовой плоскости (x, y) выберем

$$x = \varphi; \quad y = d\varphi/dt. \qquad (11.12)$$

В обозначениях (11.12) уравнение (11.9) примет вид

$$\sigma = -x - T_\varphi y. \qquad (11.13)$$

Подставив в (11.13) значение $\sigma = 0$, найдем уравнение *линии переключения* сервомотора:

$$y = -x / T_\varphi, \qquad (11.14)$$

которая представляет собой прямую AB на фазовой плоскости (рис. 11.20). Согласно (11.13) значениям $\sigma > 0$ соответствует часть фазовой плоскости слева от линии переключения, а значениям $\sigma < 0$ — справа от нее.

В области $\sigma < 0$ имеем

$$\left.\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \frac{F(\sigma)}{T_\varphi} = -\frac{c}{T_\varphi}; \\ \frac{dx}{dt} &= y, \end{aligned}\right\} \qquad (11.15)$$

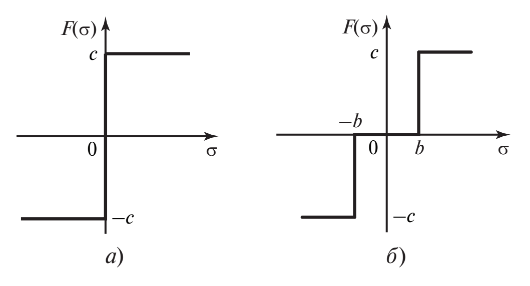


Рис. 11.19. Характеристики сервомотора постоянной скорости:

а — идеальная релейная; *б* — релейная с зоной нечувствительности

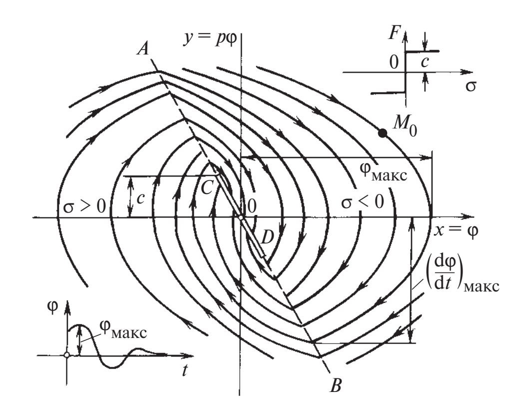


Рис. 11.20. Фазовый портрет нелинейной системы с сервомотором постоянной скорости с мгновенным переключением

откуда исключением времени t находим уравнение фазовых траекторий

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{c}{T_\varphi y}, \qquad (11.16)$$

которое как уравнение с разделяющимися переменными легко интегрируется:

$$y^2 = -\frac{2c}{T_\varphi}x + C_1. \qquad (11.17)$$

Фазовые траектории представляют собой семейство парабол, симметричных относительно оси x и нанесенных на рис. 11.20 справа от линии переключения AB. Направление движения изображающей точки по фазовым траекториям показано стрелками.

Аналогично строятся фазовые траектории в области $\sigma > 0$ слева от линии AB по уравнению

$$y^2 = \frac{2c}{T_\varphi}x + C_2.$$

Как видно из фазового портрета системы, переходный процесс, вызванный ненулевыми начальными условиями, затухает после конечного числа колебаний.

Обратим внимание на отрезок CD, лежащий на линии переключения и касающийся одной из парабол каждого семейства. Ординату точки касания C найдем, приравняв угловые коэффициенты касательной к параболе и линии переключения:

$$-\frac{c}{T_\varphi y} = -\frac{1}{T_\varphi},$$

откуда $y = c$. Попав на отрезок CD, изображающая точка уже не сможет с него уйти и будет скользить по этому отрезку к началу координат 0.

Поведение системы, соответствующее этому отрезку, определим из уравнения линии переключения

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = 0,$$

откуда следует $\varphi = C_3 e^{-t/T_\varphi}$. Такой процесс называется *скользящим*. В него переходит исходный колебательный процесс после конечного числа колебаний.

Траектории, по которым будет двигаться изображающая точка M, однозначно определяются положением точки M_0, задаваемым начальными условиями. По фазовым траекториям можно найти наибольшее отклонение регулируемой величины $\varphi_{макс}$, максимальную скорость ее изменения $(d\varphi/dt)_{макс}$, число колебаний и др.

Рассмотрим еще раз эту же систему, но с другой, более реальной, релейной характеристикой сервомотора, имеющей зону нечувствительности (см. рис. 11.19, *б*):

$$\frac{d\mu}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{при } |\sigma| \le b; \\ c\,\mathrm{sign}\,\sigma & \text{при } |\sigma| > b. \end{cases} \qquad (11.18)$$

Теперь переключениям сервомотора на фазовой плоскости соответствуют две прямые

$$x = -T_\varphi y + b \quad \text{при } \sigma = -b$$

и

$$x = -T_\varphi y - b \quad \text{при } \sigma = b,$$

между которыми $|\sigma| < b$. В этой области имеем

$$\left.\begin{aligned} dy/dt &= 0; \\ dx/dt &= y, \end{aligned}\right\}$$

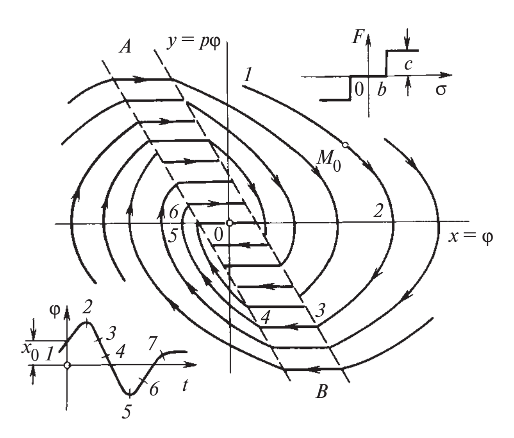


Рис. 11.21. Фазовый портрет нелинейной системы с сервомотором постоянной скорости с зоной нечувствительности

откуда при $y \neq 0$ $dy/dx = 0$ или $y = \text{const}$, чему соответствуют прямые, параллельные оси x в полосе между линиями переключения (рис. 11.21).

При $|\sigma| > b$ фазовыми траекториями являются прежние семейства парабол. Как и в предыдущем случае, переходный процесс после конечного числа колебаний переходит в скользящий режим. Но вместо единственного положения равновесия (точка 0) теперь имеем особый отрезок ($y = 0$, $-b < x < b$), так как система может находиться в состоянии равновесия в любой точке зоны нечувствительности.

11.5. МЕТОД ТОЧЕЧНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ

Дальнейшим развитием метода фазовой плоскости является разработанный А.А. Андроновым *метод точечного преобразования*, существо которого заключается в следующем.

На фазовой плоскости выберем некоторую полупрямую, которую пересекают все фазовые траектории в рассматриваемой области движений системы. Пусть это будет, например, вещественная положительная полуось координат $0x$. Рассмотрим фазовую траекторию, которая начинается на оси $0x$ в точке M с координатой x, а затем, обойдя начало координат, вновь пересекает эту полуось в точке $\bar{M}$ с координатой $\bar{x}$ (рис. 11.22). Так как через каждую точку фазовой плоскости, за исключением особых точек, проходит только одна фазовая траектория, то соответствие точек $\bar{M}$ и M является однозначным и, следовательно, можно говорить о точечном преобразовании полупрямой $0x$ самой в себя.

Зная уравнение фазовых траекторий, можно найти зависимость

$$\bar{x} = f(x), \qquad (11.19)$$

которая называется *функцией последования* точечного преобразования T. Точки M и $\bar{M}$ называются соответственно *начальной* (точкой-оригиналом) и *последующей* (точкой-образом).

Возьмем на оси $0x$ некоторую точку x_0 и найдем ее последующую $x_1 = f(x_0)$. Применив к x_1 преобразование T, найдем $x_2 = f(x_1) = f[f(x_0)]$. Продолжив, найдем $x_3 = f(x_2)$ и т.д. Таким образом, многократное применение точечного преобразования T порождает итерационный процесс, определяемый уравнением

$$x_n = f(x_{n-1}), \qquad (11.20)$$

где x_n — n-я итерация начального значения x_0.

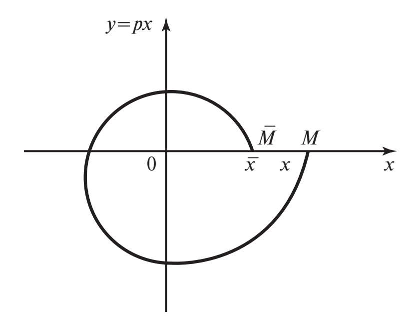


Рис. 11.22. Точечное преобразование полуоси 0x

Точечное преобразование полуоси $0x$ имеет наглядную геометрическую интерпретацию в виде *диаграммы Кенигса—Ламерея*, представляющей собою график функции последования $\bar{x} = f(x)$ с нанесенной на нем биссектрисой координатного угла $\bar{x} = x$ (рис. 11.23). Итерационный процесс, порождаемый точечным преобразованием T, изображается на этой диаграмме *лестницей Ламерея*.

Точка x_*, являющаяся корнем уравнения $f(x) - x = 0$, т.е. преобразующаяся сама в себя

$$x_* = f(x_*), \qquad (11.21)$$

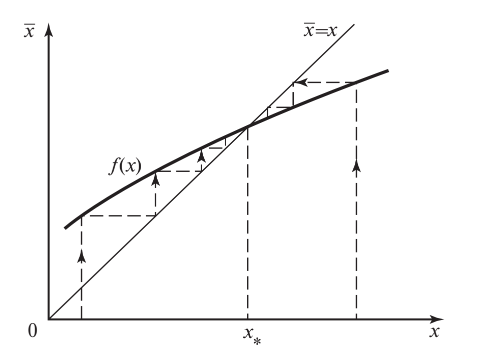


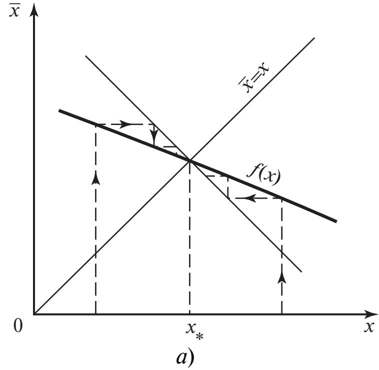
Рис. 11.23. Диаграмма точечного преобразования

называется *неподвижной* или *инвариантной точкой преобразования T*. На диаграмме Кенигса—Ламерея она находится как точка пересечения графика функции последования $f(x)$ с биссектрисой координатного угла $\bar{x} = x$.

Неподвижной точке x_* преобразования T на фазовой плоскости соответствует замкнутая траектория (предельный цикл) некоторого периодического движения исследуемой системы. Замечательно, что функция последования дает возможность не только найти предельный цикл, но и определить его устойчивость.

Неподвижная точка x_* точечного преобразования T называется *асимптотически устойчивой*, если существует такая сколь угодно малая окрестность этой точки, что любая последовательность $x_n = f(x_{n-1})$, начинающаяся в этой области, сходится к точке x_*. В противном случае неподвижная точка называется *неустойчивой*. На рис. 11.24 показаны примеры точечных преобразований с устойчивой и неустойчивой неподвижными точками.

Из асимптотической устойчивости неподвижной точки следует асимптотическая устойчивость предельного цикла и наоборот. Условие устойчивости дается



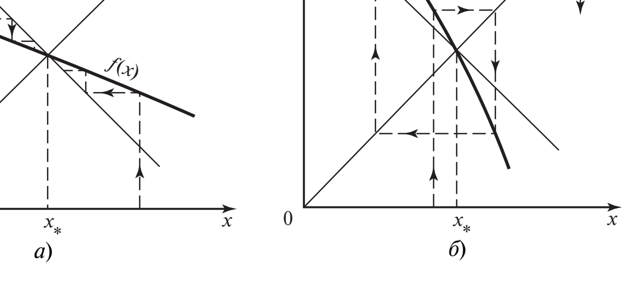


Рис. 11.24. Точечные преобразования:
а — с устойчивой неподвижной точкой; *б* — с неустойчивой неподвижной точкой

теоремой Кенигса: неподвижная точка x_* точечного преобразования T с функцией последования $f(x)$ устойчива, если

$$\left|\frac{\mathrm{d}f(x)}{\mathrm{d}x}\right|_{x=x_*} < 1 . \qquad (11.22)$$

Неподвижных точек преобразования может быть несколько. Так, на рис. 11.25, *а* точке x_{*1} соответствует устойчивый предельный цикл (автоколебания), а точке x_{*2} — неустойчивый (неустойчивость «в большом»). Ход графика функции последования на рис. 11.25, *б* также указывает на существование двух предельных циклов, но теперь внутренний (точка x_{*1}) является неустойчивым (устойчивость «в малом»), а внешний (точка x_{*2}) — устойчивым (автоколебания). Если график функции последования весь лежит ниже биссектрисы координатного угла (рис. 11.26, *а*), то в системе возникают затухающие колебания, а если график $f(x)$ проходит над биссектрисой (рис. 11.26, *б*), то колебания будут расходиться.

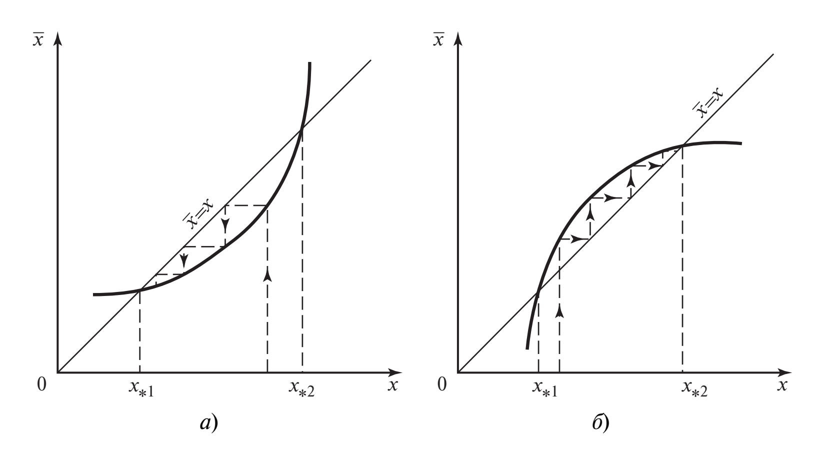


Рис. 11.25. Примеры точечных преобразований:
а — мягкое возбуждение автоколебаний; *б* — жесткое возбуждение автоколебаний

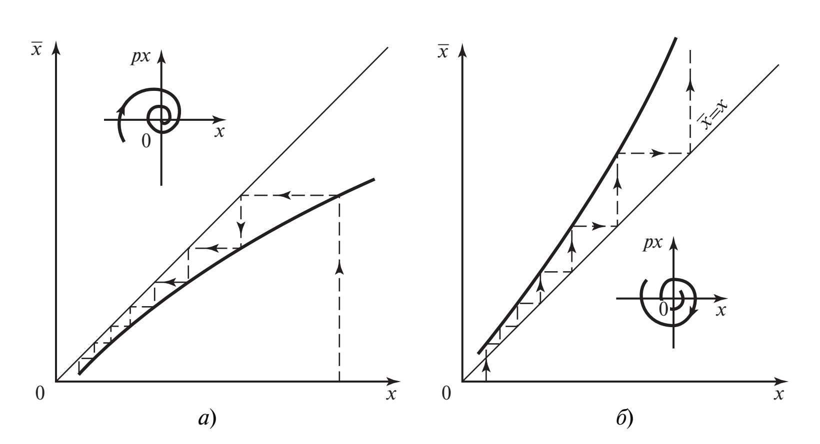


Рис. 11.26. Примеры точечных преобразований:
а — затухающие колебания; *б* — расходящиеся колебания

Отметим в заключение, что в ряде случаев нахождение функции последования упрощается, если рассматривается точечное преобразование не полуоси $0x$, а части линии переключения.

11.6. МЕТОДЫ А.М. ЛЯПУНОВА

Рассмотрим наиболее общие методы исследования устойчивости нелинейных систем, разработанные А.М. Ляпуновым.

Дифференциальные уравнения системы представим в нормальной форме Коши для отклонений переменных от их значений в установившемся процессе:

$$\frac{dx_i}{dt} = X_i(x_1, x_2, \ldots, x_n) \qquad (11.23)$$

$$(i = 1, 2, \ldots, n),$$

где нелинейные функции X_i удовлетворяют очевидному условию

$$X_i(0, 0, \ldots, 0) = 0 \quad (i = 1, 2, \ldots, n), \qquad (11.24)$$

так как в установившемся процессе отклонения переменных и их производные равны нулю.

Уравнения (11.23) называются *уравнениями возмущенного движения*. Их решение представляет собой переходный процесс.

Приведем определение устойчивости, данное А.М. Ляпуновым: *невозмущенное движение (установившийся процесс) $x_i = 0$ называется устойчивым по отношению к переменным x_i, если при заданных сколь угодно малых числах ε_i можно найти такие положительные числа η_i, что при начальных условиях*

$$|x_{i0}| < \eta_i \quad (i = 1, 2, \ldots, n) \qquad (11.25)$$

возмущенное движение (переходный процесс) удовлетворяет неравенствам

$$|x_i(t)| < \varepsilon_i \quad (i = 1, 2, \ldots, n) \quad (11.26)$$

при сколь угодно большом t, начиная с некоторого $t \geq T$.

Дадим геометрическую интерпретацию этого определения: невозмущенное движение будет устойчивым, если при заданной сколь угодно малой области ε можно найти такую область η, что при начальном расположении изображающей точки $M_0(x_{10}, x_{20}, \ldots, x_{n0})$ внутри этой области возмущенное движение будет таким, что изображающая точка $M(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ не выйдет из области ε, начиная с некоторого момента времени $t \geq T$.

Если с течением времени изображающая точка стремится к началу координат, т.е. $\lim_{t \to \infty} x_i(t) = 0 \quad (i = 1, 2, \ldots, n)$, то система называется *асимптотически устойчивой*.

В приложениях указанные области обычно рассматриваются как имеющие определенные конечные размеры.

Первый метод Ляпунова составляет фундамент исследования устойчивости «в малом» линеаризуемых систем, которое базируется на следующих теоремах Ляпунова, приводимых без доказательств.

1. Если характеристическое уравнение линеаризованной системы имеет все корни с отрицательными вещественными частями, то реальная нелинейная система также будет устойчивой.

2. Если характеристическое уравнение линеаризованной системы имеет хотя бы один корень с положительной вещественной частью, то реальная нелинейная система также будет неустойчивой.

3. При наличии нулевых или мнимых корней поведение реальной нелинейной системы не всегда даже качественно определяется уравнениями ее линеаризованной модели.

Второй, или *прямой*, *метод Ляпунова* является наиболее общим методом исследования устойчивости нелинейных систем. В его основе лежит построение некоторых функций $V(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ (*функций Ляпунова*), полные производные которых по времени в силу уравнений (11.23) обладают специфическими для устойчивости свойствами.

Заметим, что функция V называется *знакоопределенной* в некоторой области, если

во всех точках этой области она принимает значения лишь одного знака, обращаясь в нуль только в начале координат.

Если функция V, сохраняя один и тот же знак, может обращаться в нуль не только в начале координат, но и в других точках данной области, то она называется *знакопостоянной*.

Если V — знакоопределенная функция, то уравнению $V = C = \text{const}$ соответствует однопараметрическое семейство замкнутых поверхностей. При уменьшении параметра C каждая такая поверхность стягивается к началу координат и в пределе при $C \to 0$ превращается в точку — начало координат. Эти поверхности пересекают все пути, идущие из начала координат в бесконечность, и наоборот.

Наряду с функциями V будем рассматривать их полные производные по времени:

$$W = \frac{dV}{dt} = \sum_{k=1}^{n} \frac{\partial V}{\partial x_k} \frac{dx_k}{dt} = \sum_{k=1}^{n} \frac{\partial V}{\partial x_k} X_k . \quad (11.27)$$

В основе прямого метода Ляпунова лежат две теоремы.

1. Если дифференциальные уравнения возмущенного движения таковы, что можно найти знакоопределенную функцию V, производная которой была бы в силу этих уравнений знакопостоянной функцией противоположного знака с V или тождественно равнялась бы нулю, то невозмущенное движение устойчиво.

2. Если дифференциальные уравнения возмущенного движения таковы, что можно найти знакоопределенную функцию V, производная которой была бы в силу этих уравнений знакоопределенной функцией противоположного знака с V, то невозмущенное движение устойчиво асимптотически.

Для доказательства допустим, что в данной задаче известна какая-либо положительно-определенная функция Ляпунова с отрицательно-определенной производной, т.е. $dV/dt < 0$, во всех точках исследуемого фазового пространства, за исключением одного только начала координат, где $dV/dt = 0$. Тогда при любых начальных условиях

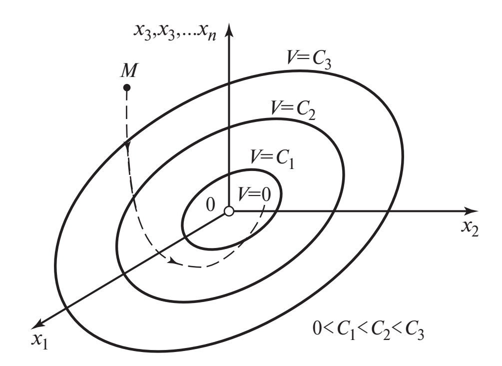


Рис. 11.27. К асимптотической устойчивости САР

изображающая точка M будет двигаться в сторону уменьшения значения V, т.е. будет пересекать замкнутые гиперповерхности только извне внутрь и с течением времени будет неограниченно приближаться к началу координат (рис. 11.27). Это означает затухание всех отклонений $x_1, x_2, \ldots, x_n$ в переходном процессе с течением времени, т.е. асимптотическую устойчивость системы.

В случае, когда производная dV/dt является не знакоопределенной, а знакопостоянной функцией, т.е. $dV/dt \le 0$, изображающая точка может остаться на некоторой поверхности, не дойдя до начала координат.

Основная трудность применения прямого метода Ляпунова состоит в отсутствии общих правил построения функций Ляпунова. Подчеркнем также, что метод дает только достаточные условия устойчивости и поэтому остается неизвестным, какая часть полной области устойчивости найдена.

11.7. ЧАСТОТНЫЙ КРИТЕРИЙ АБСОЛЮТНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ В.М. ПОПОВА

Под а*бсолютной устойчивостью* нелинейной системы понимается ее асимптотическая *устойчивость в целом* при задании нелинейных характеристик с точностью до принадлежности к определенному классу функций.

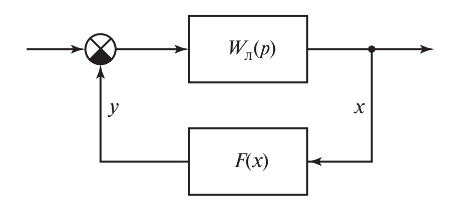


Рис. 11.28. Нелинейная САР

Критерий абсолютной устойчивости В.М. Попова, предложенный в 1959 г., применим к системам, которые можно представить в виде, показанном на рис. 11.28. Система состоит из сколь угодно сложной линейной части с передаточной функцией $W_л(p)$ и безынерционного нелинейного звена с однозначной характеристикой $F(x)$, имеющей произвольное очертание, не выходящее, однако, за пределы сектора, ограниченного осью абсцисс и прямой, образующей с ней угол arctg k (рис. 11.29), т.е.

$$0 < F(x) < kx. \qquad (11.28)$$

О такой характеристике говорят, что она задана в секторе $(0, k)$.

Неконкретное задание характеристики нелинейного звена имеет важное практическое значение, так как во многих случаях точный вид $F(x)$ может быть неизвестен, в частности, из-за технологических отклонений при изготовлении, изменений в процессе эксплуатации и др.

Ограничимся случаем, когда не более двух полюсов передаточной функции линейной части системы могут быть нулевыми, а все остальные являются левыми. Тогда справедлива приводимая без доказательства теорема, являющаяся одной из формулировок критерия устойчивости В.М. Попова: *для абсолютной устойчивости положения равновесия нелинейной системы достаточно, чтобы при $k > 0$ существовало такое действительное число q, при котором для всех $\omega > 0$ выполняется неравенство*

$$\operatorname{Re}[(1 + jq\omega)W_л(j\omega)] + \frac{1}{k} > 0, \qquad (11.29)$$

где $W_л(j\omega) = W_л(p)\big|_{p=j\omega} = U(\omega) + jV(\omega)$ — *амплитудно-фазовая характеристика линейной части системы.*

Условию (11.29) можно дать простую геометрическую форму. Для этого, умножив ординаты характеристики $W_л(j\omega)$ на текущие значения ω, введем *модифицированную частотную характеристику* линейной части системы (рис. 11.30):

$$W_л^*(j\omega) = \operatorname{Re}W_л(j\omega) + j\omega \operatorname{Im}W_л(j\omega) = $$
$$= U^*(\omega) + jV^*(\omega), \qquad (11.30)$$

где $U^*(\omega) = U(\omega)$; $V^*(\omega) = \omega V(\omega)$.

Преобразовав левую часть неравенства (11.29) с учетом (11.30), получим

$$U^*(\omega) - qV^*(\omega) + \frac{1}{k} > 0. \qquad (11.31)$$

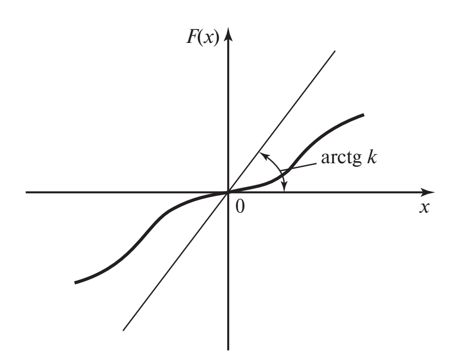


Рис. 11.29. Нелинейность, заданная в секторе (0, k)

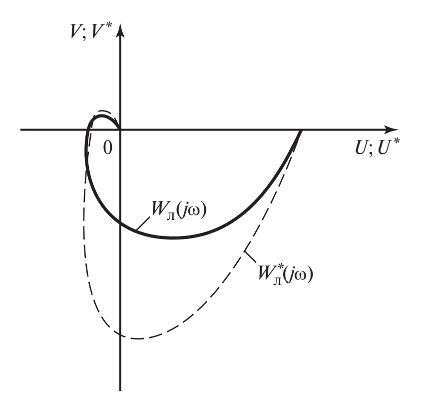


Рис. 11.30. Модифицированная частотная характеристика линейной части системы

Равенство

$$U^*(\omega) - qV^*(\omega) + \frac{1}{k} = 0 \quad (11.32)$$

представляет собой на плоскости $W_л^*(j\omega)$ уравнение прямой, проходящей через точку $(-1/k,\ j0)$ и имеющей угловой коэффициент $1/q$ (рис. 11.31). Эту прямую принято называть *прямой Попова*.

Из неравенства (11.31) следует геометрическая интерпретация критерия Попова: *для абсолютной устойчивости положения равновесия нелинейной системы достаточно, чтобы при $k > 0$ через точку $(-1/k,\ j0)$ можно бы провести хотя бы одну прямую, не пересекающую модифицированную частотную характеристику линейной части системы $W_л^*(j\omega)$.*

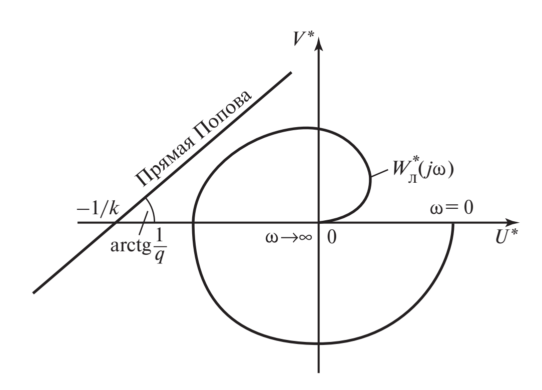


Рис. 11.31. Геометрическая интерпретация критерия абсолютной устойчивости В.М. Попова

На рис. 11.32, *а* показан случай выполнения критерия Попова, а на рис. 11.32, *б* и *в* — случаи, когда он не выполняется.

Еще раз подчеркнем, что критерий Попова является только *достаточным* условием устойчивости, т.е. он определяет часть полной области абсолютной устойчивости и его невыполнение еще не означает, что система неустойчива.

Критерий устойчивости Попова рядом исследователей обобщен на системы с нелинейными характеристиками вида, отличного от рассмотренного. Приведем без доказательств некоторые результаты.

Рассмотрим систему с идеальной релейной характеристикой $y = F(x)$ (рис. 11.33, *а*) и с передаточной функцией устойчивой линейной части $W_л(p)$, удовлетворяющей условию $n - m \geq 2$, где n и m — степени полиномов знаменателя и числителя $W_л(p)$.

Достаточное условие абсолютной устойчивости положения равновесия в такой системе имеет вид

$$\operatorname{Im} W_л(j\omega) < 0 \quad (11.33)$$

для всех $\omega > 0$. Геометрически условие (11.33) означает, что амплитудно-фазовая характеристика линейной части системы для всех $\omega > 0$ должна быть расположена в нижней полуплоскости (рис. 11.33, *б*).

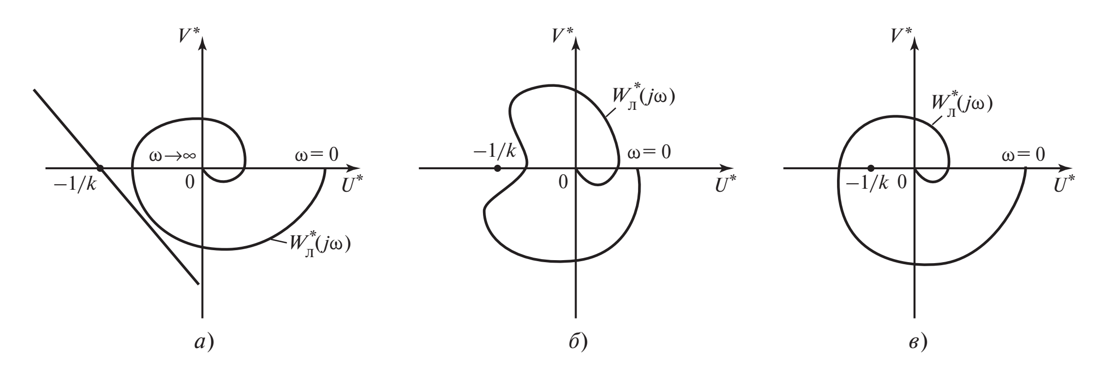


Рис. 11.32. Примеры выполнения и невыполнения критерия Попова:
а — критерий выполняется; *б* и *в* — критерий не выполняется

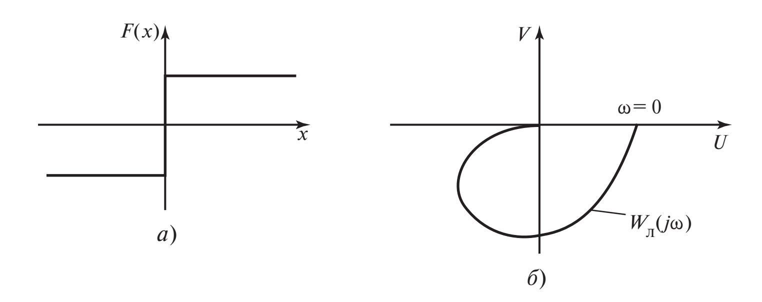


Рис. 11.33. К абсолютной устойчивости систем с идеальной релейной характеристикой:
а — идеальная релейная характеристика; *б* — достаточное условие абсолютной устойчивости

Если релейная характеристика нелинейного элемента имеет петлю гистерезиса (рис. 11.34, *а*), а линейная часть системы устойчива или нейтральна и, кроме того, как и в предыдущем случае, выполняется соотношение $n - m \geq 2$, то достаточное условие абсолютной устойчивости положения равновесия такой системы имеет вид

$$\operatorname{Re} W_л(j\omega) + \frac{1}{k} > 0 \qquad (11.34)$$

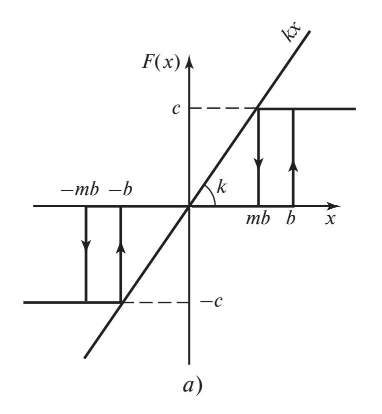
для всех $\omega > 0$. Геометрически это означает, что амплитудно-фазовая характеристика линейной части системы при всех $\omega > 0$ должна быть расположена правее вертикальной прямой, проходящей через точку $(-1/k, j0)$ (рис. 11.34, *б*).

Пример 11.1. Определить условия абсолютной устойчивости САР частоты вращения конденсационной турбины, описываемой уравнениями, данными в примере 7.1, за исключением уравнения главного сервомотора, которое принимает вид $T_3 p\mu_3 = F(\mu_2)$, где $F(\mu_2)$ — характеристика, заданная в некотором секторе, т.е. $0 < F(\mu_2) < k\mu_2$.

По передаточной функции линейной части системы

$$W_л(p) = \frac{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_\rho p + 1) + 1}{T_\varphi p(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)(T_\rho p + 1)T_3 p}$$

находим последовательно $U(\omega) = \operatorname{Re}(W(j\omega))$, $V(\omega) = \operatorname{Im}(W(j\omega))$, $V^*(\omega) = \omega V(\omega)$ и строим модифицированную частотную характеристику $W^*_л(j\omega) = U(\omega) + jV^*(\omega)$ (рис. 11.35).



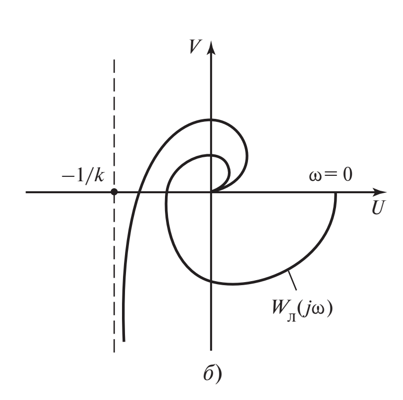


Рис. 11.34. К абсолютной устойчивости систем с гистерезисной релейной характеристикой:
а — гистерезисная релейная характеристика; *б* — достаточное условие абсолютной устойчивости

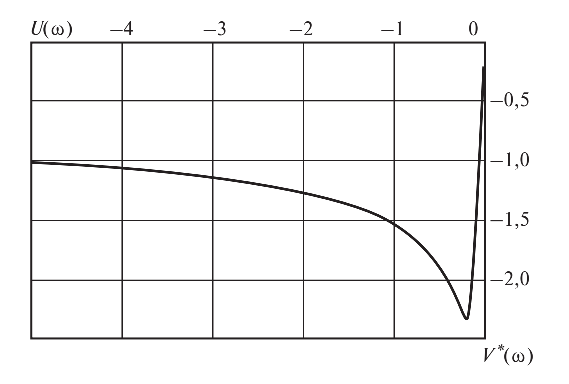


Рис. 11.35. Модифицированная частотная характеристика линейной части САР

Так как характеристика $W_л^*(j\omega)$ целиком располагается в нижней полуплоскости, то через точку $(-1/k,\ j0)$ прямую Попова можно провести при любом $0 < k < \infty$. Следовательно, при заданных параметрах САР абсолютно устойчива при любой характеристике главного сервомотора, находящейся в секторе $(0,\ \infty)$, т.е. в квадрантах I и III.

11.8. МЕТОД ГАРМОНИЧЕСКОЙ ЛИНЕАРИЗАЦИИ

11.8.1. Основы метода

Рассмотренные в § 11.4 и 11.5 точные методы фазовой плоскости и точечного преобразования дают возможность глубоко изучить специфические особенности динамики нелинейных систем. Однако область их применения практически ограничивается системами второго порядка, которые в большинстве случаев являются результатом слишком большой идеализации реальных систем.

Одним из основных методов исследования нелинейных систем высокого порядка в настоящее время является приближенный *метод гармонической линеаризации*.

Ограничимся рассмотрением систем, представимых в виде, показанном на рис. 11.28. Структура линейной части системы может быть любой, а нелинейность примем нечетно-симметричной. Будем изучать только *свободные колебания* системы в отсутствие внешних воздействий.

Предположим, что на вход нелинейного звена с характеристикой

$$y = F(x) \qquad (11.35)$$

поступает гармонический сигнал

$$x = A\sin\Omega t = A\sin\psi. \qquad (11.36)$$

Периодический выходной сигнал нелинейного звена $y = F(A\sin\psi)$ разложим в ряд Фурье:

$$y = F(A\sin\psi) = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\,d\psi + \left[\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\sin\psi\,d\psi\right]\sin\psi + \left[\frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\cos\psi\,d\psi\right]\cos\psi + \textit{высшие гармоники}. \qquad (11.37)$$

При нечетной симметрии нелинейной характеристики и отсутствии внешнего воздействия постоянная составляющая в (11.37) равна нулю, т.е.

$$\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\,d\psi = 0. \qquad (11.38)$$

Приняв во внимание, что на основании (11.36)

$$\sin\psi = \frac{x}{A};\quad \cos\psi = \frac{px}{A\Omega},$$

перепишем (11.37) в виде

$$y = q(A)x + q'(A)\frac{px}{\Omega} + \textit{высшие гармоники}, \qquad (11.39)$$

где

$$\left.\begin{aligned} q(A) &= \frac{1}{\pi A}\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\sin\psi\,d\psi; \\ q'(A) &= \frac{1}{\pi A}\int_0^{2\pi} F(A\sin\psi)\cos\psi\,d\psi. \end{aligned}\right\} \qquad (11.40)$$

Изучая собственные установившиеся симметричные колебания нелинейных систем, будем отбрасывать в (11.39) высшие гармоники. Это можно сделать не потому, что они малы. Напротив, высшие гармоники всегда появляются на выходе любого нелинейного звена при поступлении на его вход синусоидального сигнала, и для многих нелинейностей, например релейных, они отнюдь не малы. Однако, как правило, линейная часть замкнутой САР вследствие инерционности является *фильтром низких частот*, т.е. высшие гармоники проходят ее со значительно бóльшим ослаблением, чем первая. Кроме того, в разложении Фурье выходного сигнала нелинейного звена амплитуды высших гармоник имеют меньшие значения по сравнению с первой. В результате высшие гармоники существенно гасятся в линейной части системы и сигнал на ее выходе, являющийся входным для нелинейного звена, оказывается достаточно близким к синусоиде (11.36).

Обозначим передаточную функцию линейной части системы

$$W_л(p) = \frac{R(p)}{Q(p)}, \qquad (11.41)$$

приняв степень многочлена $R(p)$ в числителе меньше степени многочлена $Q(p)$ в знаменателе, что всегда выполняется. Тогда *свойство фильтра* линейной части системы запишется в виде:

$$\left.\begin{aligned} &|W_л(jk\Omega)| << |W_л(j\Omega)|; \\ &\lim_{k \to \infty} |W_л(jk\Omega)| = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (11.42)$$

Оно проверяется по амплитудно-частотной характеристике линейной части системы, которая в случае его выполнения имеет вид одной из кривых, представленных на рис. 11.36.

Отбросив в (11.39) высшие гармоники в предположении, что свойство фильтра (11.42) выполняется, заменим нелинейную

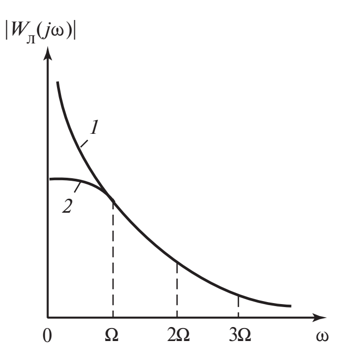


Рис. 11.36. Амплитудно-частотная характеристика линейной части системы:
1 — $W_л(p)$ имеет нулевой полюс; *2* — $W_л(p)$ не имеет нулевого полюса

функцию $F(x)$ линеаризованным выражением

$$y = F(x) = \left[q(A) + \frac{q'(A)}{\Omega}\, p\right] x. \qquad (11.43)$$

Представление (11.43) называется *гармонической линеаризацией нелинейности*, а величины $q(A)$ и $q'(A)$, определяемые по (11.40), — *коэффициентами гармонической линеаризации*.

Правая часть выражения (11.43) линейна при A = const, т.е. в случае конкретного периодического процесса. Для периодических процессов с другими амплитудами коэффициенты гармонической линеаризации $q(A)$ и $q'(A)$ будут иными. В этом состоит важное и существенное отличие гармонической линеаризации от обычной, основанной на разложении нелинейной характеристики в окрестности изучаемого режима в ряд Тейлора с последующим отбрасыванием членов высшего порядка малости. Именно эта особенность гармонической линеаризации и дает возможность выявить те характерные свойства нелинейных систем и особенности динамических процессов в них, которые не могут быть обнаружены при обычной линеаризации.

Гармонически линеаризованная передаточная функция нелинейного звена имеет вид

$$W_{\text{н}}(A,p)=\frac{Y(p)}{X(p)}=q(A)+\frac{q'(A)}{\Omega}p. \quad (11.44)$$

Подставив в (11.44) $p = j\Omega$, найдем амплитудно-фазовую характеристику нелинейного звена, называемую также его *комплексным коэффициентом передачи*. Модуль $|W_{\text{н}}|=\sqrt{q^2+(q')^2}$ показывает, во сколько раз амплитуда первой гармоники на выходе нелинейного звена превышает амплитуду синусоидального входного сигнала. Аргумент $\arg W_{\text{н}} = \operatorname{arctg}(q'/q)$ определяет разность фаз между этими сигналами.

Отметим, что АФХ нелинейного звена зависит только от амплитуды и не зависит от частоты в противоположность этим характеристикам линейных звеньев.

Для динамических нелинейностей вида

$$y = F(x, px) \quad (11.45)$$

коэффициенты $q(A)$ и $q'(A)$, а следовательно, и характеристика $W_{\text{н}}$ зависят не только от амплитуды A, но и от частоты Ω.

11.8.2. Коэффициенты гармонической линеаризации

Вычислим коэффициенты гармонической линеаризации релейных характеристик (см. рис. 11.3).

Если на вход нелинейного звена с релейной характеристикой общего вида (рис. 11.37, *а*) подать синусоидальный сигнал $x = A\sin\Omega t = A\sin\psi$, то сигнал на выходе $F(A\sin\psi)$ будет иметь вид, показанный на рис. 11.37, *б*, где точкам переключения реле $x = b$ и $x = mb$ соответствуют

$$\left.\begin{aligned}\psi_1 &= \arcsin\frac{b}{A},\\ \psi_2 &= \pi-\arcsin\frac{mb}{A};\end{aligned}\right\} \quad (11.46)$$

причем $A > b$, так как при $A \le b$ сигнал через реле не проходит.

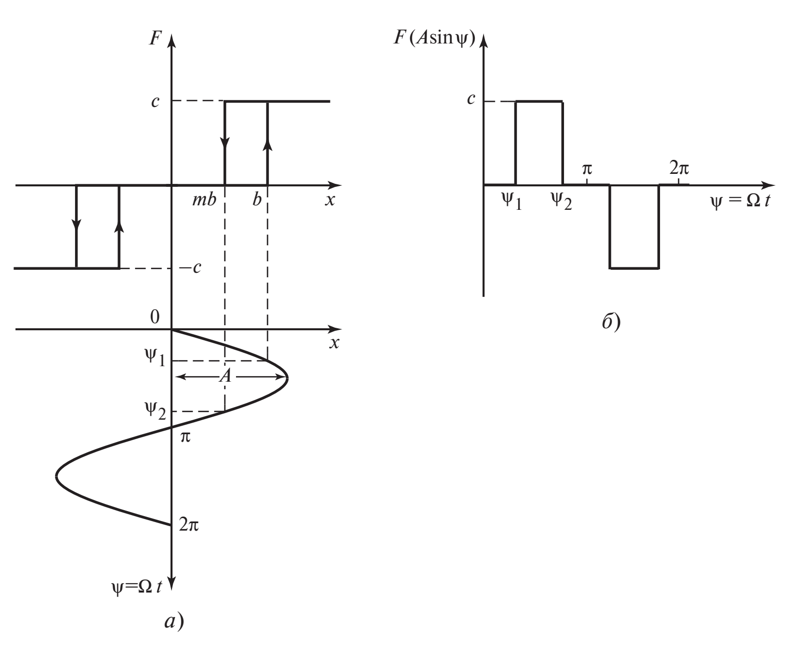


Рис. 11.37. К гармонической линеаризации релейной характеристики общего вида:
а — релейная характеристика; *б* — сигнал на выходе нелинейного звена

Приняв во внимание нечетную симметрию нелинейности и нулевые участки значений $F(A\sin\psi)$, согласно (11.40) найдем

$$q = \frac{2}{\pi A}\int_{\psi_1}^{\psi_2} c\sin\psi\, d\psi = \frac{2c}{\pi A}(\cos\psi_1 - \cos\psi_2),$$

или с учетом (11.46)

$$q = \frac{2}{\pi A}\left(\sqrt{1-\frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{1-\frac{m^2b^2}{A^2}}\right) \quad \text{при } A \ge b. \qquad (11.47)$$

Аналогично

$$q' = \frac{2}{\pi A}\int_{\psi_1}^{\psi_2} c\cos\psi\, d\psi = -\frac{2c}{\pi A}(\sin\psi_1 - \sin\psi_2),$$

или

$$q' = -\frac{2bc}{\pi A^2}(1-m) \quad \text{при } A \ge b. \qquad (11.48)$$

Рассмотрим частные случаи. Для релейной характеристики с петлей гистерезиса без зоны нечувствительности (см. рис. 11.3, *б*) $m = -1$. В соответствии с (11.47) и (11.48) получим:

$$q = \frac{4c}{\pi A}\sqrt{1-\frac{b^2}{A^2}} \quad \text{при } A \ge b; \qquad (11.49)$$

$$q' = -\frac{4bc}{\pi A^2} \quad \text{при } A \ge b. \qquad (11.50)$$

Для релейной характеристики с зоной нечувствительности, но без гистерезиса (см. рис. 11.3, *в*) $m = 1$. Тогда по (11.47) и (11.48) найдем

$$q = \frac{4c}{\pi A}\sqrt{1-\frac{b^2}{A^2}};\ q' = 0 \text{ при } A \ge b. \qquad (11.51)$$

Для идеальной релейной характеристики (см. рис. 11.3, *г*) $m = 1$, $b = 0$. В соответствии с (11.51) получим:

$$q = \frac{4c}{\pi A};\ q' = 0 \text{ при } A \ge b. \qquad (11.52)$$

Зависимости коэффициентов гармонической линеаризации релейных характеристик от амплитуды входного сигнала показаны на рис. 11.38.

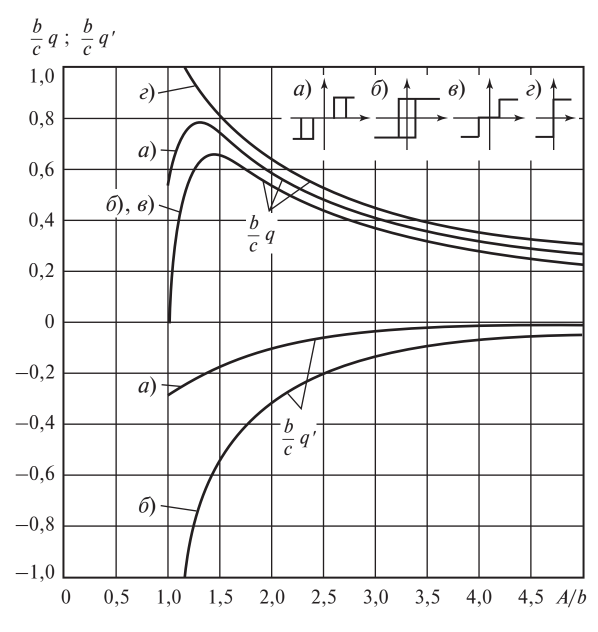


Рис. 11.38. Зависимости коэффициентов гармонической линеаризации релейных характеристик от амплитуды входного сигнала

Отметим, что для любых однозначных симметричных нелинейностей коэффициент $q'(A) = 0$.

При гармонической линеаризации характеристики с зоной нечувствительности и без зоны насыщения (см. рис. 11.1, *г*) вычислению подлежит только коэффициент $q(A)$, так как для однозначной характеристики $q'(A) = 0$. Примем $A > b$, так как только в этом случае сигнал проходит через нелинейное звено.

При сигнале $x = A\sin\psi$ на выходе звена с заданной характеристикой (рис. 11.39, *а*) функция $F(A\sin\psi)$ имеет вид, показанный на рис. 11.39, *б*.

Так как в интервале $0 \le \psi \le \psi_1$ $F(A\sin\psi) = 0$, то

$$q(A) = \frac{4}{\pi A}\int_{\psi_1}^{\pi/2} F(A\sin\psi)\sin\psi\, d\psi =$$

$$= \frac{4k}{\pi A}\int_{\psi_1}^{\pi/2} (A\sin\psi - b)\sin\psi\, d\psi =$$

$$= \frac{4k}{\pi}\int_{\psi_1}^{\pi/2} \sin^2\psi\, d\psi - \frac{4kb}{\pi A}\int_{\psi_1}^{\pi/2} \sin\psi\, d\psi =$$

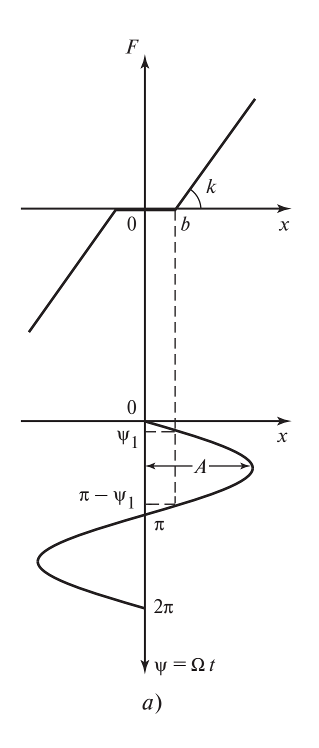
$$= \frac{2k}{\pi}\left(\frac{\pi}{2} - \psi_1 + \frac{1}{2}\sin 2\psi_1\right) - \frac{4kb}{\pi A}\cos\psi_1.$$

Учитывая, что $\psi_1 = \arcsin\frac{b}{A}$, находим окончательно

$$q(A) = k - \frac{2k}{\pi}\left(\arcsin\frac{b}{A} + \frac{b}{A}\sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}}\right)$$

$$\text{при } A > b. \qquad (11.53)$$

Зависимость $q(A)$ представлена на рис. 11.40.



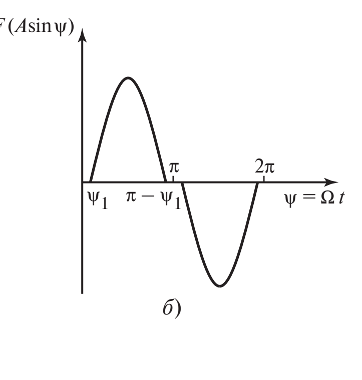


Рис. 11.39. К гармонической линеаризации характеристики с зоной нечувствительности:
а — нелинейная характеристика звена; *б* — сигнал на выходе нелинейного звена

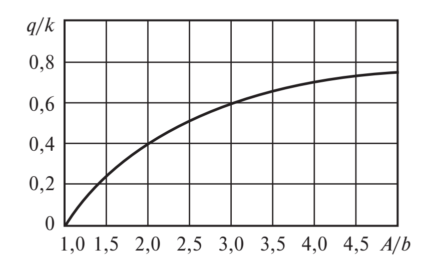


Рис. 11.40. Коэффициент гармонической линеаризации характеристики с зоной нечувствительности

Для многих часто встречающихся нелинейностей коэффициенты гармонической линеаризации вычислены заранее и представлены в виде аналитических формул и графиков [36].

11.8.3. Исследование одночастотных симметричных автоколебаний

Рассмотрим нелинейную САР, изображенную на рис. 11.28, динамика которой описывается дифференциальным уравнением

$$Q(p)x + R(p)F(x) = 0. \qquad (11.54)$$

Примем, что линейная часть системы обладает свойством фильтра (11.42) и, следовательно, при возникновении периодических колебаний все высшие гармоники ею подавляются. Тогда на выходе линейной части системы, а значит, на входе нелинейного элемента форма колебаний переменной x близка к синусоидальной:

$$x = A\sin \Omega t. \qquad (11.55)$$

Для отыскания периодического решения уравнения (11.54) в форме (11.55), где неизвестны амплитуда A и частота Ω, проведем гармоническую линеаризацию нелинейности $F(x)$. Тогда уравнение динамики системы для описания колебательных процессов примет вид

$$Q(p)x + R(p)\left[q(A) + \frac{q'(A)}{\Omega}p\right]x = 0\,. \qquad (11.56)$$

Для периодического решения амплитуда A и частота Ω неизменны и уравнение (11.56) становится обыкновенным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами. Его решению в виде (11.55) соответствует пара мнимых корней $p = \pm j\Omega$ характеристического уравнения линеаризованной системы

$$Q(p) + R(p)\left[q(A) + \frac{q'(A)}{\Omega}p\right] = 0\,, \qquad (11.57)$$

что и является основной предпосылкой для отыскания амплитуды A и частоты Ω периодического решения. Если найденное периодическое решение устойчиво, то оно соответствует автоколебаниям, а если неустойчиво, то им определяется граница между устойчивостью «в малом» и неустойчивостью «в большом». Проверить, действительно ли линейная часть САР обладает свойством фильтра *на данной частоте колебаний*, можно по амплитудно-частотной характеристике линейной части системы (см. рис. 11.36).

Укажем некоторые способы определения амплитуды A и частоты Ω периодического решения [36].

Алгебраический способ. Характеристическое уравнение линеаризованной системы (11.57) после подстановки $p = j\Omega$ примет вид

$$Q(j\Omega) + R(j\Omega)[q(A) + jq'(A)] = 0.$$

Выделим его действительную и мнимую части

$$X(A, \Omega) + jY(A, \Omega) = 0. \qquad (11.58)$$

Отсюда получим

$$\left.\begin{aligned} X(A, \Omega) &= 0; \\ Y(A, \Omega) &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (11.59)$$

Из уравнений (11.59) можно определить параметры A и Ω периодического решения, *если оно существует.*

Задача значительно упрощается в случае однозначной нечетной нелинейности $F(x)$, для которой $q'(A) = 0$. Тогда характеристическое уравнение (11.57) примет вид

$$Q(p) + R(p)q(A) = 0. \qquad (11.60)$$

Подставим в него $p = j\Omega$ и выделим действительные и мнимые части многочленов:

$$\left.\begin{aligned} Q(j\Omega) &= X_Q(\Omega) + jY_Q(\Omega); \\ R(j\Omega) &= X_R(\Omega) + jY_R(\Omega). \end{aligned}\right\}$$

Тогда вместо (11.59) получим

$$\left.\begin{aligned} X_Q(\Omega) + X_R(\Omega)q(A) &= 0; \\ Y_Q(\Omega) + Y_R(\Omega)q(A) &= 0, \end{aligned}\right\} \quad (11.61)$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} &X_Q(\Omega)Y_R(\Omega) - Y_Q(\Omega)X_R(\Omega) = 0; \\ &q(A) = -\frac{X_Q(\Omega)}{X_R(\Omega)}. \end{aligned}\right\} \quad (11.62)$$

Из первого уравнения находится частота Ω периодического решения, а затем из второго — амплитуда A.

Следует отметить, что частота Ω не зависит от формы однозначной нелинейности.

Частотный способ. Подставив $p = j\Omega$ в характеристическое уравнение

$$Q(p) + R(p)\left[q(A) + \frac{q'(A)}{\Omega}p\right] = 0,$$

получим

$$\frac{R(j\Omega)}{Q(j\Omega)} = -\frac{1}{q(A) + jq'(A)}$$

или

$$W_л(j\Omega) = -\frac{1}{W_н(A)}. \quad (11.63)$$

Решение уравнения (11.63) может быть найдено в точке пересечения двух кривых на комплексной плоскости (рис. 11.41): амплитудно-фазовой характеристики линейной части системы $W_л(j\omega)$, по которой определяется частота Ω, и взятой со знаком «минус» обратной амплитудно-фазовой характеристики нелинейности $-W_н^{-1}(a)$, по которой находится амплитуда A. Далее следует проверить выполнение свойства фильтра.

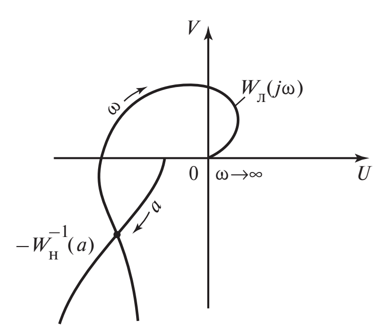


Рис. 11.41. К частотному методу определения параметров периодического решения

Найдя тем или иным способом периодическое решение, необходимо исследовать его устойчивость, чтобы определить, соответствует оно автоколебаниям или нет, особенно при наличии нескольких таких решений. Рассмотрим приближенный способ исследования устойчивости [35].

Дадим малые отклонения амплитуды Δa и частоты $\Delta\omega$ от их значений A и Ω в периодическом решении. Положим, что нестационарный колебательный переходный процесс вблизи исследуемого периодического решения имеет вид затухающих или расходящихся колебаний:

$$x = (A + \Delta a)e^{-\xi t}\sin(\Omega + \Delta\omega)t. \quad (11.64)$$

Периодический процесс будет устойчивым, если в (11.64) величины Δa и ξ имеют одинаковые знаки. В этом случае при любом отклонении Δa амплитуда изменяется, стремясь к значению A.

По аналогии с (11.58) запишем

$$X(A + \Delta a, \Omega + \Delta\omega + j\xi) + \\ + jY(A + \Delta a, \Omega + \Delta\omega + j\xi) = 0.$$

Разложив это выражение в ряд Тейлора, получим

$$\left(\frac{\partial X}{\partial a}\right)^*\Delta a + \left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^*(\Delta\omega + j\xi) + \\ + j\left(\frac{\partial Y}{\partial a}\right)^*\Delta a + j\left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^*(\Delta\omega + j\xi) = 0,$$

где звездочка означает, что в частные производные подставляются значения $a = A$ и $\omega = \Omega$, соответствующие исследуемому периодическому режиму.

Выделив вещественную и мнимую части, найдем

$$\left(\frac{\partial X}{\partial a}\right)^{*}\Delta a + \left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^{*}\Delta\omega - \left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^{*}\xi = 0;$$

$$\left(\frac{\partial Y}{\partial a}\right)^{*}\Delta a + \left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^{*}\Delta\omega + \left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^{*}\xi = 0,$$

откуда, исключив величину $\Delta\omega$, получим

$$\xi = \frac{\left(\frac{\partial X}{\partial a}\right)^{*}\left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^{*} - \left(\frac{\partial Y}{\partial a}\right)^{*}\left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^{*}}{\left[\left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^{*}\right]^{2} + \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^{*}\right]^{2}}\Delta a.$$

Знаки величин ξ и Δa будут одинаковыми, если выполняется условие

$$\left(\frac{\partial X}{\partial a}\right)^{*}\left(\frac{\partial Y}{\partial \omega}\right)^{*} - \left(\frac{\partial Y}{\partial a}\right)^{*}\left(\frac{\partial X}{\partial \omega}\right)^{*} > 0, \quad (11.65)$$

которое и является *критерием устойчивости периодического решения*. К нему необходимо, конечно, добавить требование, чтобы все остальные корни характеристического уравнения линеаризованной системы, кроме пары мнимых, имели отрицательные вещественные части.

Если параметры периодического решения находились частотным способом, то для исследования устойчивости этого решения удобнее воспользоваться критерием Найквиста.

Периодическому решению отвечает прохождение амплитудно-фазовой характеристики разомкнутой системы $W(A, j\omega) = W_л(j\omega)W_н(A)$ при $\omega = \Omega$ через критическую точку $(-1, j0)$.

Дадим теперь в коэффициентах $W_н(A)$ приращение амплитуде A на Δa. Тогда характеристика $W(A, j\omega)$ сместится в положение кривой *1* или *2* (рис. 11.42). Для устойчивости периодического решения требуется, чтобы при $\Delta a > 0$ критерий Найквиста удовлетворялся (кривая *1*), а при $\Delta a < 0$ — нарушался (кривая *2*), что выполняется, если при $\omega = \Omega$ и $\Delta a > 0$ $|W_л(j\Omega)W_н(A + \Delta a)| < 1$ или

$$|W_л(j\Omega)| < \left|\frac{1}{W_н(A + \Delta a)}\right|. \quad (11.66)$$

Следовательно, для устойчивости периодического решения требуется, чтобы характеристика $W_л(j\omega)$ при $\omega = \Omega$ не охватывала точку характеристики $-W_н^{-1}$ с увеличенной амплитудой $A + \Delta a$, или, иными словами, отсчет значений a вдоль характеристики

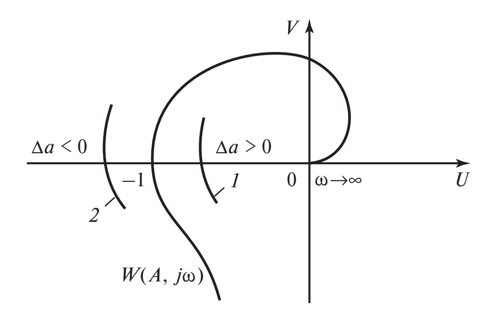


Рис. 11.42. К определению устойчивости периодического решения с помощью критерия Найквиста

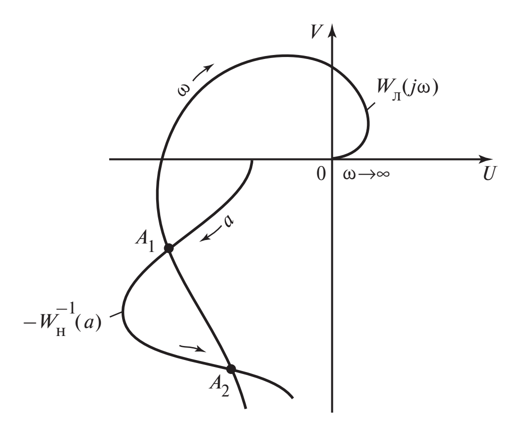


Рис. 11.43. Устойчивое и неустойчивое периодические решения

$-W_н^{-1}$ от точки пересечения был направлен изнутри вовне через кривую $W_л(j\omega)$, как показано стрелкой на рис. 11.41.

На рис. 11.43 точка A_1 соответствует устойчивому периодическому решению, а точка A_2 — неустойчивому.

Пример 11.2. Исследовать возможность возникновения автоколебаний в САР конденсационной турбины с ПИ-регулятором частоты вращения при наличии перекрыши с пропилами на кромках отсечного золотника главного сервомотора.

Уравнения математической модели САР:

ротора

$$T_1 p\varphi = \rho;$$

ПИ-регулятора частоты вращения

$$T_2 p\eta = (T_2 p + 1)\varphi;$$

отсечного золотника

$$(T_3 p + 1)\sigma = -\eta - \mu;$$

главного сервомотора

$$T_4 p\mu = F(\sigma);$$

парового объема

$$(T_5 p + 1)\rho = \mu.$$

Примем значения постоянных времени: T_1 = 0,4 с; T_2 = 2 с; T_3 = 0,08 с; T_4 = 0,25 с; T_5 = = 0,2 с и параметров нелинейной характеристики главного сервомотора $F(\sigma)$, представленной на рис. 11.44: b = 0,1; k_1 = 0,1; k_2 = 1.

Для предварительной оценки фильтрующих свойств линейной части системы найдем ее амплитудно-частотную характеристику $A(\omega)$ (рис. 11.45):

$$\text{ORIGIN} := 1$$

$$T := (0.4\ \ 2\ \ 0.08\ \ 0.25\ \ 0.2)^T \quad j := \sqrt{-1}$$

$$b := 0.1 \quad k1 := 0.1 \quad k2 := 1$$

$$R(p) := T_1 \cdot T_2 \cdot T_5 \cdot p^3 + T_1 \cdot T_2 \cdot p^2 + T_2 \cdot p + 1$$

$$Q(p) := T_1 \cdot T_2 \cdot T_4 \cdot p^3 \cdot (T_3 \cdot p + 1) \cdot (T_5 \cdot p + 1)$$

$$W(p) := \frac{R(p)}{Q(p)}$$

$$U(\omega) := \mathrm{Re}(W(j \cdot \omega)) \quad V(\omega) := \mathrm{Im}(W(j \cdot \omega))$$

$$A(\omega) := \sqrt{U(\omega)^2 + V(\omega)^2}\,.$$

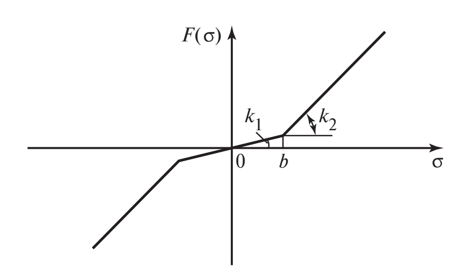


Рис. 11.44. Характеристика главного сервомотора

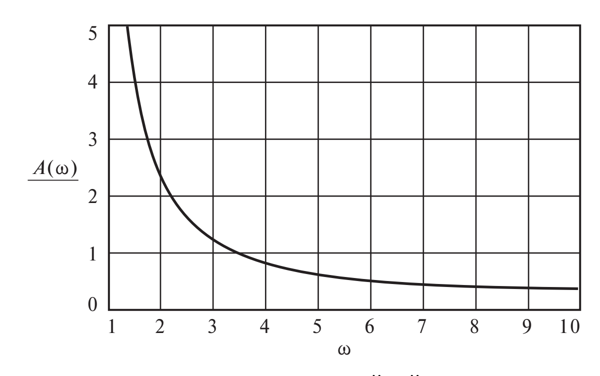


Рис. 11.45. Амплитудно-частотная характеристика линейной части системы регулирования (к примеру 11.2)

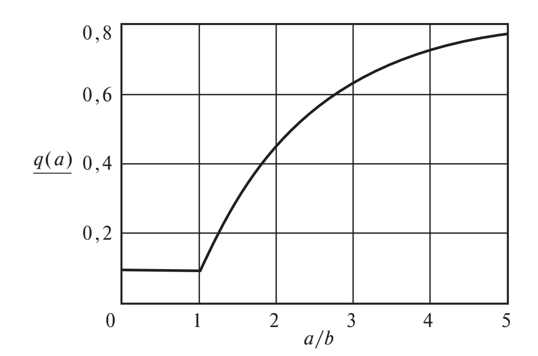


Рис. 11.46. Зависимость коэффициента гармонической линеаризации нелинейной характеристики сервомотора от амплитуды входного сигнала

График коэффициента гармонической линеаризации нелинейной характеристики сервомотора, определяемого по формуле

$$q(a) := \begin{cases} k1 \quad \text{if } 0 < \frac{a}{b} \le 1 \\ \left[k2 - \frac{2}{\pi}\cdot(k2-k1)\left[\operatorname{asin}\left(\frac{b}{a}\right) + \right.\right. \\ \left.\left. + \left(\frac{b}{a}\right)\cdot\sqrt{1-\left(\frac{b}{a}\right)^2}\right]\right] \quad \text{if } \frac{a}{b} > 1 \end{cases}$$

представлен на рис. 11.46.

Амплитуду A и частоту Ω периодического решения, если оно существует, найдем графическим способом.

Построим АФХ линейной части системы $W_л(j\omega)$ и обратную АФХ нелинейности (со знаком «минус») $-W_н^{-1}(a) = X(a) + jY(a)$, где $X(a) = -1/q(a)$ и $Y(a) = 0$ (рис. 11.47).

В точке пересечения характеристик $W_л(j\omega)$ и $-W_н^{-1}(a)$ найдем последовательно частоту Ω и амплитуду A периодического решения:

$$\Omega := \text{root}(V(\omega), \omega, 1, 3) \qquad \Omega = 1.695$$

$$U(\Omega) = -2.809$$

$$A := \text{root}(X(a) + 2.809, a, 0.12, 1) \qquad A = 0.167.$$

Исследуем устойчивость периодического решения, чтобы определить, представляет ли оно автоколебания. Для этого воспользуемся аналитическим критерием (11.65).

Выделим вещественные и мнимые части многочленов $Q(j\omega)$ и $R(j\omega)$:

$$XQ(\omega) := \text{Re}(Q(j\cdot\omega)) \qquad YQ(\omega) := \text{Im}(Q(j\cdot\omega))$$

$$XR(\omega) := \text{Re}(R(j\cdot\omega)) \qquad YR(\omega) := \text{Im}(R(j\cdot\omega))$$

Запишем

$$X(a,\omega) := XQ(\omega) + XR(\omega)\cdot q(a)$$
$$Y(a,\omega) := YQ(\omega) + YR(\omega)\cdot q(a)$$

и проверим выполнение критерия (11.65), вычислив частные производные при a = A и ω = Ω, т.е. при a := 0.167 и ω := 1.695:

$$\left(\frac{\partial}{\partial a}X(a,\omega)\right)\cdot\left(\frac{\partial}{\partial \omega}Y(a,\omega)\right) -$$

$$-\left(\frac{\partial}{\partial \omega}X(a,\omega)\right)\cdot\left(\frac{\partial}{\partial a}Y(a,\omega)\right) = 4.808\,.$$

Выполнение критерия свидетельствует о том, что в системе имеют место автоколебания.

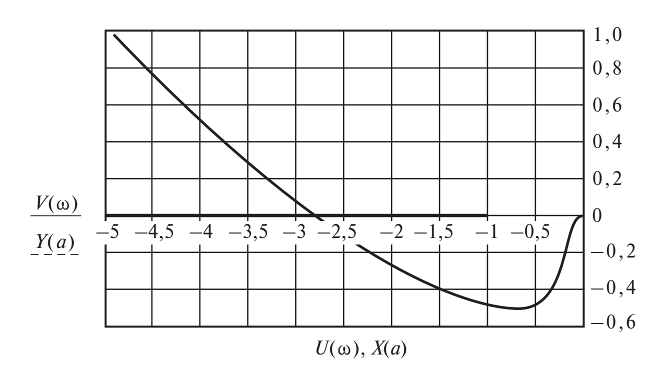


Рис. 11.47. К определению параметров периодического решения

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие нелинейности в САР называются существенными?
2. Какое влияние нелинейности, присущие САР или специально в нее вводимые, оказывают на динамические свойства САР?
3. Какие существенные нелинейности, статические и динамические, характерны для САР турбин?
4. Каковы особенности динамических процессов в нелинейных САР?
5. Чему соответствуют устойчивый и неустойчивый периодические режимы свободных колебаний в нелинейной САР?
6. Чем отличается мягкое возбуждение автоколебаний от жесткого?
7. Что называется фазовым пространством нелинейной САР и ее фазовым портретом?
8. Какие точки фазового портрета САР называются особыми?
9. Чему соответствуют устойчивый и неустойчивый предельные циклы на фазовом портрете нелинейной САР?
10. Что обычно выбирается в качестве координат фазовой плоскости?
11. Как находится уравнение фазовых траекторий?
12. Что называется функцией последования точечного преобразования некоторого участка прямой на фазовой плоскости?
13. Что представляет собой диаграмма Кенигса—Ламерея и как на ней изображается итерационный процесс, порождаемый точечным преобразованием?
14. Какая точка называется неподвижной или инвариантной при точечном преобразовании?
15. Чему соответствуют устойчивая и неустойчивая инвариантные точки точечного преобразования?
16. Приведите определение устойчивости по Ляпунову.
17. На каких теоремах базируется первый метод Ляпунова исследования устойчивости «в малом» линеаризуемых систем?
18. Что лежит в основе второго (прямого) метода Ляпунова исследования устойчивости нелинейных систем?
19. Что понимается под абсолютной устойчивостью нелинейных САР?
20. К каким системам применим критерий абсолютной устойчивости В.М. Попова?
21. Какова геометрическая интерпретация критерия абсолютной устойчивости В.М. Попова?
22. Каким принимается сигнал, поступающий на вход нелинейного звена, в методе гармонической линеаризации?
23. Почему для применимости метода гармонической линеаризации необходимо, чтобы линейная часть системы обладала свойством фильтра?
24. В чем заключается существенное отличие гармонической линеаризации нелинейности от обычной, основанной на разложении нелинейной характеристики в окрестности изучаемого режима в ряд Тейлора с последующим отбрасыванием членов высшего порядка малости?
25. Как находится амплитудно-фазовая характеристика (комплексный коэффициент передачи) нелинейного звена? Что показывают его модуль и аргумент?
26. Что является основной предпосылкой для отыскания методом гармонической линеаризации амплитуды и частоты периодического решения?
27. Как проверяется устойчивость найденного периодического решения?

Глава двенадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ ТЭС

12.1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БЛОК ТЭС КАК ЕДИНЫЙ ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Одним из наиболее эффективных средств повышения тепловой экономичности паротурбинных установок является промежуточный перегрев пара, с которым в настоящее время выполняются все мощные паровые турбины в России и за рубежом.

Применение промежуточного перегрева пара изменило тепловую схему ТЭС, обусловив отказ от поперечных связей между агрегатами. Это связано прежде всего с непостоянством давления в тракте промежуточного перегрева, которое зависит от нагрузки турбины, меняясь пропорционально расходу пара через ЦСД и ЦНД (при полностью открытых регулирующих клапанах ЦСД). Невозможность соединения паропроводов промежуточного перегрева разных турбин исключает поперечные связи между отдельными котлами по свежему пару, так как для надежной работы котла требуется сохранять соответствие между расходом пара через первичный и вторичный пароперегреватели. В отсутствие поперечных связей на ТЭС основное оборудование — котел, турбина, генератор и трансформатор — образует единый объект — энергетический блок с общей системой регулирования.

Существенной особенностью блока как объекта регулирования является резкое различие динамических свойств составляющих его агрегатов. Наибольшей инерцией обладает котел, постоянные времени регулируемых участков которого измеряются десятками и сотнями секунд. По сравнению с ним турбину, динамические постоянные которой на 1,5—2 порядка меньше, можно считать малоинерционной. И, наконец, электромагнитные процессы в системе автоматического регулирования возбуждения (АРВ) длятся десятые и сотые доли секунды.

Энергетический блок ТЭС представляет собой сложный объект со многими регулируемыми величинами. Его САР объединяет локальные подсистемы регулирования взаимосвязанных технологических процессов в отдельных его элементах и агрегатах. Между этими подсистемами часто вводят кинематические или динамические связи, односторонние или двусторонние, улучшающие качество регулирования.

Режим работы конденсационного энергоблока определяется мощностью, отдаваемой генератором в сеть. На установившихся режимах она равна мощности, вырабатываемой турбиной.

Среди десятков регулируемых величин блока две имеют особое значение — частота и напряжение. Они характеризуют качество вырабатываемой электрической энергии и поэтому регламентируются ее потребителями. Такие регулируемые величины называются *внешними*.

Как уже отмечалось, электромагнитные и электромеханические процессы в системе автоматического регулирования возбуждения генератора протекают значительно быстрее процессов в тепломеханическом оборудовании блока, САР которого импульсов из системы АРВ не получает. Поэтому в дальнейшем в качестве системы регулирования блока будет рассматриваться только САР теплотехнического оборудования блока с одной внешней регулируемой величиной — частотой вращения ротора турбогенератора или его электрической мощностью.

Среди остальных, так называемых *внутренних регулируемых величин*, не регламентируемых потребителем, также можно выделить наиболее важные: параметры свежего пара перед турбиной; температуру вторично перегретого пара; разрежение в топке; уровень воды в барабане котла; параметр, характеризующий качество процесса горения; частоту вращения питательного насоса и др.

Одна и та же электрическая мощность блока может быть получена при различных статических закономерностях изменения некоторых внутренних регулируемых величин — *программах регулирования*. Для конденсационных энергоблоков ТЭС нашли применение три программы регулирования (рис. 12.1):

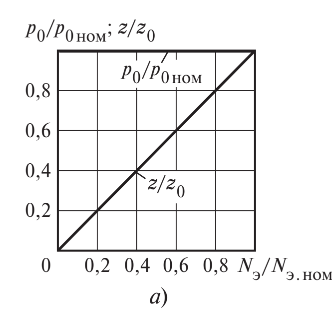
- с постоянным начальным давлением пара;
- со скользящим начальным давлением пара;
- комбинированная, при которой в области высоких нагрузок поддерживается постоянное начальное давление пара, а в области низких — скользящее.

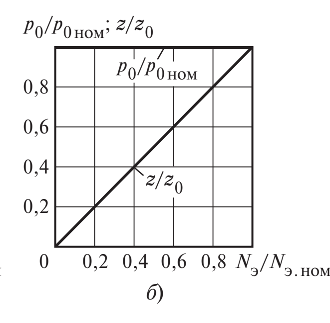
Выбор программы регулирования определяется экономичностью, надежностью и динамическими свойствами блока и представляет собой сложную технико-экономическую задачу.

Задание на изменение мощности блока может поступить в различные точки его системы регулирования. Если оно вводится только в САР котла (*первичное управление котлом*), то сначала изменяется его режим работы, а мощность турбины следует за изменением паропроизводительности котла. При *первичном управлении турбиной*, наоборот, котел следует за турбиной. В современных системах регулирования энергоблоков внешний управляющий сигнал, как правило, поступает в САР котла и турбины одновременно. Вследствие существенного различия динамических характеристик котла и турбины по своим свойствам эта так называемая координированная или *интегральная схема управления блоком*, занимая промежуточное положение, ближе к схеме с первичным управлением турбиной.

Система автоматического управления энергоблока представляет собой нижнюю ступень иерархической структуры автоматизированной системы управления энергетикой. В подсистему управления производством, распределением и реализацией электрической и тепловой энергии в порядке иерархии входят АСУ энергообъединения, энергосистем, электростанций, агрегатов, а также противоаварийная автоматика энергосистем.

Автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП)





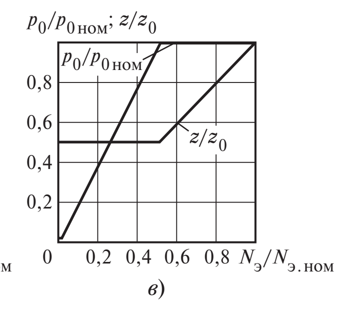


Рис. 12.1. Программы регулирования конденсационных энергоблоков ТЭС:
а — с постоянным начальным давлением пара; *б* — со скользящим начальным давлением пара; *в* — комбинированная; p_0 — давление свежего пара; $N_э$ — мощность блока; z — открытие регулирующих клапанов турбины

энергоблока обеспечивает эффективное управление блоком на всех эксплуатационных режимах благодаря взаимодействию оперативного персонала и технических средств управления.

По функциональному признаку в АСУ энергоблока можно выделить следующие основные подсистемы:

- *получения и распределения информации* о ходе технологических процессов и работе автоматических устройств;
- *обработки информации* и представления ее оператору в наиболее удобной форме;
- *дистанционного управления* для оперативного воздействия эксплуатационного персонала на исполнительные органы блока;
- *защиты* для автоматического выполнения операций управления блоком при аварийных ситуациях в целях предотвращения развития аварии и сохранения оборудования;
- *логического управления* для автоматического выполнения дискретных операций в основном при пусках и остановах блока;
- *автоматического регулирования* для автоматического поддержания оптимальных значений технологических параметров, определяющих надежную и экономичную работу блока.

В этой главе основное внимание уделено наиболее сложной подсистеме АСУ, выполняющей функции автоматического регулирования. Работа подсистемы логического управления рассматривается в § 12.6 на примере автоматизации пусковых режимов. И, наконец, одной из самых ответственных подсистем АСУ — защите посвящена гл. 16.

12.2. РАБОТА ЭНЕРГОБЛОКОВ В МОЩНЫХ ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

Требования к статическим и динамическим характеристикам энергоблоков и их систем регулирования в значительной степени определяются условиями работы блоков в мощных энергосистемах.

Рассмотрим синхронный генератор *Г*, работающий параллельно с энергосистемой бесконечно большой мощности через силовой трансформатор *Т* и линию электропередачи (ЛЭП) *Л* (рис. 12.2).

Активная мощность, выдаваемая генератором в энергосистему, определяется зависимостью

$$N_г = \frac{E_г U_с}{x_\Sigma} \sin\delta, \qquad (12.1)$$

где $E_г$ — ЭДС генератора; $U_с$ — напряжение на шинах приемной энергосистемы; δ — угол между векторами $E_г$ и $U_с$ (рис. 12.3); x_Σ — суммарное сопротивление участка сети от точки приложения ЭДС генератора до шин энергосистемы. Так как активное сопротивление этого участка мало, то им можно пренебречь и принять

$$x_\Sigma = x_г + x_т + x_л, \qquad (12.2)$$

где $x_г$, $x_т$, $x_л$ — реактивное сопротивление соответственно генератора, трансформатора и ЛЭП.

Зависимость (12.1) при неизменных $E_г$, $U_с$ и x_Σ изображена на рис. 12.4 и называется *угловой характеристикой линии электропередачи*.

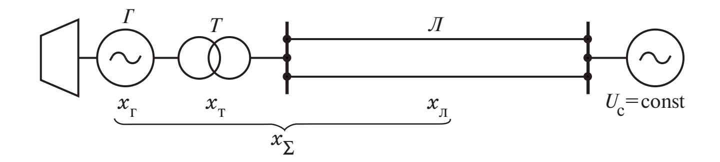


Рис. 12.2. Синхронный генератор, работающий параллельно с энергосистемой бесконечно большой мощности

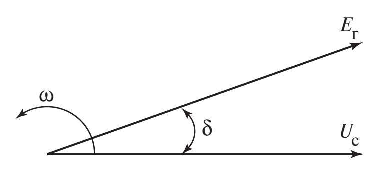


Рис. 12.3. Взаимное расположение вращающихся векторов $E_г$ и $U_с$ при передаче активной мощности генератора в энергосистему

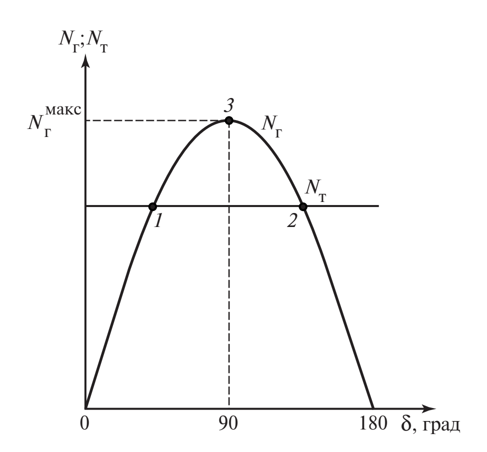


Рис. 12.4. Угловая характеристика линии электропередачи

Максимальная активная мощность, передаваемая генератором в энергосистему, определяется пропускной способностью ЛЭП, составляет

$$N_г^{макс} = \frac{E_г U_с}{x_\Sigma} \quad (12.3)$$

и достигается при δ = 90°. Она возрастает с повышением напряжений на концах линии электропередачи и с уменьшением ее сопротивления.

12.2.1. Статическая устойчивость

Под *статической устойчивостью* параллельной работы генератора с энергосистемой понимают способность самовосстановления исходного установившегося режима работы турбогенератора при малом отклонении параметров режима.

На установившемся режиме работы мощность $N_г$, отдаваемая генератором, равна мощности $N_т$, развиваемой турбиной:

$$N_г = N_т. \quad (12.4)$$

Последняя определяется расходом энергоносителя, не зависит от угла δ и на рис. 12.4 представлена прямой, параллельной оси абсцисс. Условию (12.4) соответствуют точки *1* и *2*. После малого возмущения, например случайного небольшого изменения угла δ, рассматриваемая система будет восстанавливать исходный или близкий к нему режим, если

$$dN_г / d\delta > 0. \quad (12.5)$$

Из условия (12.5), называемого *практическим критерием устойчивости*, следует, что из двух точек пересечения характеристик $N_г(\delta)$ и $N_т$ левая (точка *1*), лежащая на восходящей ветви синусоиды, соответствует устойчивому состоянию равновесия, а правая (точка *2*) — неустойчивому.

При медленном увеличении мощности $N_г$, передаваемой в энергосистему, угол δ увеличивается, и при δ = 90° (точка *3*) будет достигнут *предел статической устойчивости* параллельной работы, которому отвечает $N_г^{макс}$.

Приближение режима к предельному называется его *ухудшением* или *утяжелением*. Оно может быть связано со снижением ЭДС $E_г$ генератора или напряжения $U_с$ на шинах приемной энергосистемы, увеличением мощности турбины $N_т$ или суммарного реактивного сопротивления x_Σ.

Статическая устойчивость параллельной работы генератора с энергосистемой должна обеспечиваться с некоторым запасом, характеризуемым коэффициентом запаса

$$k_{з.ст} = \frac{N_г^{макс} - N_{доп} - \Delta N_{н.к}}{N_{доп}}, \quad (12.6)$$

где $N_г^{макс}$ — предел статической устойчивости; $N_{доп}$ — наибольший допустимый

переток мощности для электропередачи; $\Delta N_{\text{н.к}}$ — амплитуда нерегулярных колебаний мощности, снижающих запас устойчивости. Значение $\Delta N_{\text{н.к}}$ определяется экспериментально. При отсутствии таких данных оно может быть найдено по формуле

$$\Delta N_{\text{н.к}} = k\sqrt{N_{\text{т}}}, \qquad (12.7)$$

где $k = 1{,}1\ldots1{,}7$.

При длительных нормальных эксплуатационных режимах нормативный (минимально допустимый) коэффициент запаса статической устойчивости по передаваемой активной мощности принимается $k_{\text{з.ст}} = 0{,}20$, а в послеаварийном режиме он не должен быть менее 0,08. Длительность послеаварийного режима определяется временем, требуемым диспетчеру для изменения режима, и, как правило, не превышает 20 мин.

12.2.2. Динамическая устойчивость

Устойчивость параллельной работы генератора с энергосистемой должна обеспечиваться не только при малых или очень медленных изменениях режима, но и при больших кратковременных возмущениях, таких как короткие замыкания, отключения значительных нагрузок, параллельных цепей электропередачи и др. Способность системы после резких изменений режима восстанавливать установившийся режим работы с параметрами, близкими к нормальным, характеризует ее *динамическую устойчивость*.

Пусть исходному нормальному режиму работы генератора параллельно с энергосистемой соответствует точка *1* на синусоиде *Н* (рис. 12.5). При возникновении на ЛЭП короткого замыкания (КЗ) глубокое падение напряжения приведет к резкому снижению тормозящей нагрузки генератора (точка *2* на характеристике аварийного режима *А*).

Несоответствие между оставшейся неизменной мощностью турбины и упав-

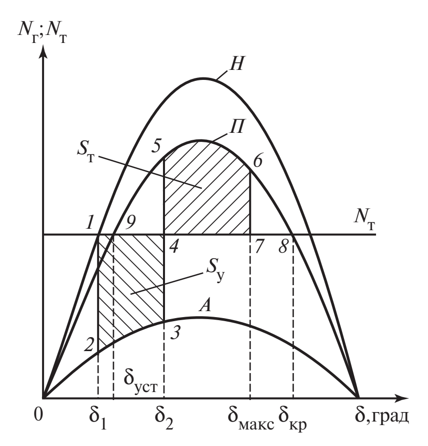


Рис. 12.5. Угловая характеристика ЛЭП для нормального (*Н*), аварийного (*А*) и послеаварийного (*П*) режимов

шей мощностью генератора даст избыточную мощность ΔN, которая вызовет ускорение ротора турбогенератора и увеличение угла δ. К моменту отключения релейной защитой участка, на котором произошло замыкание, значение угла успеет возрасти от δ_1 до δ_2, а кинетическая энергия ротора увеличится на

$$A_{\text{у}} = \int_{\delta_1}^{\delta_2} \Delta N \, d\delta, \qquad (12.8)$$

чему на рис. 12.5 соответствует площадка ускорения *12341*, обозначенная $S_{\text{у}}$.

Новому режиму после отключения участка с КЗ отвечает точка *5* на характеристике *П* послеаварийного режима. Последняя располагается ниже характеристики *Н* нормального режима вследствие возрастания сопротивления ЛЭП после отключения цепи, где произошло КЗ. Так как частота вращения ротора в момент отключения КЗ выше синхронной, то несмотря на отрицательное ускорение, пропорциональное разности мощностей турбины и генератора (отрезок *45*), угол δ будет продолжать возрастать до тех пор, пока при $\delta = \delta_{\text{макс}}$ (точка *6*) не окажется израсходованной вся избыточная кинети-

ческая энергия ротора, запасенная при движении в режиме КЗ. Максимальный угол $\delta_{\text{макс}}$ определится из условия равенства энергий торможения и ускорения, т.е. $A_{\text{т}} = A_{\text{у}}$, или более подробно

$$\int_{\delta_2}^{\delta_{\text{макс}}} \Delta N \, d\delta = A_{\text{у}}. \qquad (12.9)$$

Максимальная площадка торможения ограничивается *критическим углом* $\delta_{\text{кр}}$, соответствующим условию $N_{\text{г}} = N_{\text{т}}$ на нисходящем участке характеристики *П* (точка *8*). Площадку *4584* между синусоидой *П* и линией $N_{\text{т}}$ = const в интервале угла $\delta_2 \le \delta \le \delta_{\text{кр}}$ назовем *площадкой возможного торможения* и обозначим $S_{\text{в.т}}$.

Если в переходном процессе критический угол $\delta_{\text{кр}}$ будет превышен, то избыточный момент изменит знак и ротор начнет ускоряться. Устойчивость параллельной работы генератора с энергосистемой нарушится, он выйдет из синхронизма и перейдет в асинхронный режим.

Если же $S_{\text{у}} < S_{\text{в.т}}$ и, следовательно, $\delta_{\text{макс}} < \delta_{\text{кр}}$, то вследствие $N_{\text{т}} < N_{\text{г}}$ частота вращения ротора генератора и угол δ начнут уменьшаться и после нескольких колебаний будет достигнуто установившееся значение угла $\delta_{\text{уст}}$ при $N_{\text{г}} = N_{\text{т}}$ и $n_{\text{г}} = n_{\text{т}}$ (точка *9*).

Таким образом, условием динамической устойчивости является соотношение

$$S_{\text{у}} < S_{\text{в.т}}. \qquad (12.10)$$

Существенное значение для динамической устойчивости имеет вид короткого замыкания. На рис. 12.6 приведены угловые характеристики, соответствующие однофазному, двухфазному и трехфазному КЗ. При трехфазном замыкании мощность сбрасывается практически до нуля, что делает его самым тяжелым. Наименее опасным является однофазное КЗ. На динамическую устойчивость влияет и место КЗ,

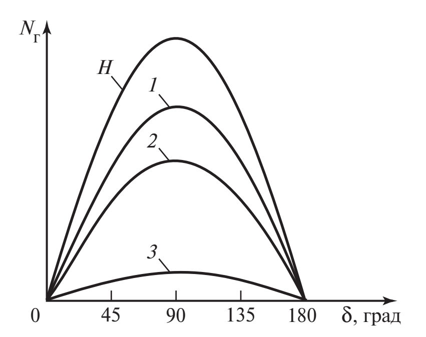


Рис. 12.6. Угловые характеристики ЛЭП при разных видах короткого замыкания:
1 — однофазное КЗ; *2* — двухфазное КЗ; *3* — трехфазное КЗ; *Н* — для нормального режима

определяющее глубину снижения напряжения и, следовательно, падения мощности генератора. Наиболее опасным является замыкание непосредственно у шин генератора.

Как видно из рис. 12.5, на динамическую устойчивость влияют и другие факторы: нагрузка генератора до возникновения КЗ, определяющая начальный угол δ_1, а также характеристика послеаварийного режима, зависящая от происшедших отключений.

Условие (12.10) указывает, что для обеспечения динамической устойчивости следует уменьшать $S_{\text{у}}$ и увеличивать $S_{\text{в.т}}$.

Основным средством повышения динамической устойчивости является быстрое отключение участка, где произошло короткое замыкание. Сокращение продолжительности аварийного режима уменьшает площадку ускорения и в большинстве случаев увеличивает площадку торможения. С этой целью современные энергосистемы оснащаются быстродействующими релейными защитами.

Динамическая устойчивость может быть повышена автоматическим регулированием возбуждения сильного действия или *форсировкой возбуждения генератора*. Как следует из рис. 12.7, *а*, этим существенно облегчается послеаварийный режим и увеличивается площадка торможения.

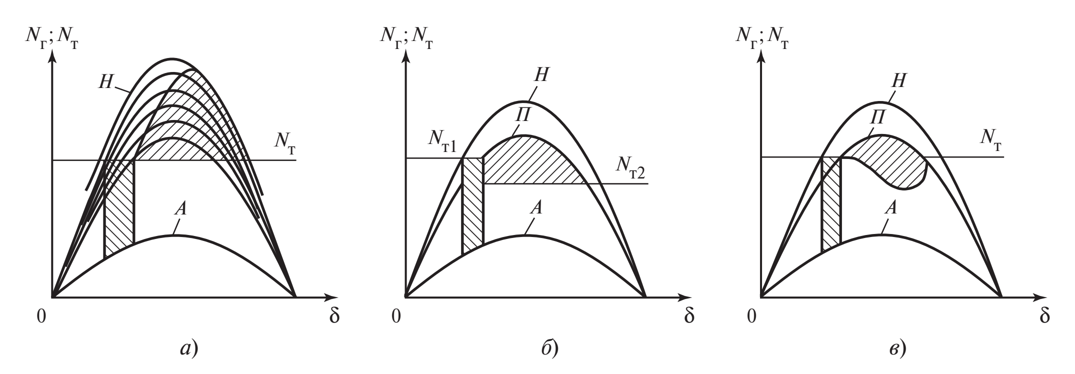


Рис. 12.7. Характеристики при различных способах повышения динамической устойчивости:
а — регулированием возбуждения; *б* — уменьшением мощности турбины; *в* — кратковременной импульсной разгрузкой турбины

Для повышения устойчивости можно быстро уменьшить мощность турбины, что увеличивает $S_{в.т}$ и $\delta_{кр}$ (рис. 12.7, *б*). Такая длительная разгрузка, как правило, требуется для обеспечения статической устойчивости послеаварийного режима. Для динамической устойчивости при быстроотключаемых КЗ предпочтительнее оказывается кратковременная глубокая *импульсная разгрузка турбины* для гашения избыточной кинетической энергии ротора с последующим восстановлением мощности до первоначального уровня или, если потребуется, с ее ограничением. Такое *аварийное управление мощностью турбины* осуществляется как программное разомкнутое, т.е. без контроля за протеканием процесса. Параметры управляющего импульса специальной формы (рис. 12.8): амплитуда *А*, длительность $T_и$ и постоянная времени заднего фронта $\tau_и$ — выбираются из определенного набора на основании анализа возникшей ситуации после возмущения.

Прямоугольная часть импульса должна обеспечить быстрое снижение мощности турбины. При малой амплитуде импульса не удается скомпенсировать площадку ускорения и может быть потеряна устойчивость в первом цикле качаний с положительным ускорением.

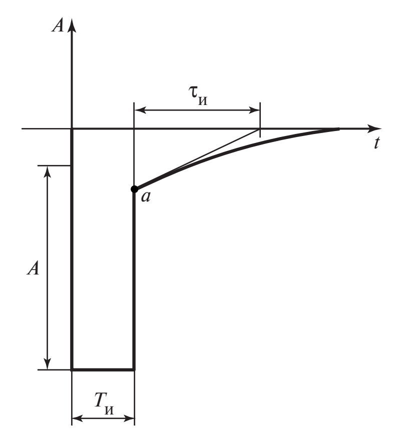


Рис. 12.8. Форма командного импульса при аварийном управлении мощностью турбины

При слишком большой амплитуде и сохранении на управляемом турбогенераторе значительной нагрузки собственных нужд станции из-за резкого увеличения площадки торможения возможно выпадение из синхронизма на втором цикле качаний при отрицательном ускорении (торможении).

Съем остаточной части управляющего импульса по экспоненте с постоянной времени $\tau_и$ = 1…3 с предотвращает нарушение устойчивости во втором и последующих циклах качаний из-за слишком быстрого набора нагрузки турбиной.

Из-за существенного запаздывания снижения мощности турбины по отношению к времени подачи управляющего воздействия вследствие ограниченной скорости движения исполнительных органов парораспределения, наличия паровых объемов в проточной части турбины и других факторов для сохранения динамической устойчивости приходится подавать импульсы большой интенсивности, достигающие трех-четырех неравномерностей (сигнал в одну неравномерность (нв) вызывает изменение мощности турбины, равное номинальному ее значению). При таком сигнале регулирующие клапаны закрываются с максимально возможной скоростью. Так как давление свежего пара при этом практически не меняется, то изменение мощности турбины определяется только изменением проходного сечения клапанов.

Выбор амплитуды и длительности прямоугольной части импульса, т.е. интенсивности воздействия на турбину, осуществляется на основании ее *импульсных характеристик*, представляющих собой зависимости

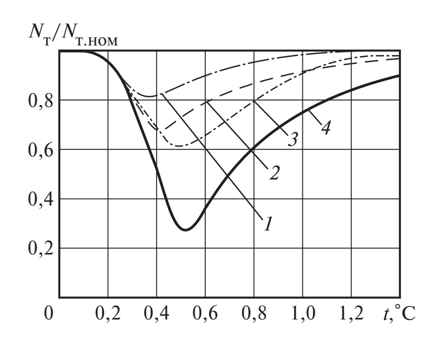


Рис. 12.9. Импульсные характеристики турбины К-200-130 ЛМЗ:

1 — $A = 2$ нв, $T_и = 0{,}12$ с; *2* — $A = 2$ нв, $T_и = 0{,}23$ с; *3* — $A = 4$ нв, $T_и = 0{,}13$ с; *4* — $A = 4$ нв, $T_и = 0{,}23$ с

изменения момента или мощности турбины от параметров управляющего импульса. В качестве примера на рис. 12.9 показаны импульсные характеристики турбины К-200-130 ЛМЗ.

12.2.3. Устойчивость объединенных энергосистем

Развитие энергетики идет по пути соединения для параллельной работы электростанций и энергосистем, создания крупных по мощности и протяженных по территории объединенных энергосистем (ОЭС) разнообразной структуры. Ограничимся рассмотрением ОЭС простой структуры, допускающей сведение к двухмашинной системе, в которой совокупность генераторов, входящих в объединяемые энергосистемы, может быть заменена эквивалентными агрегатами.

Пусть объединенная энергосистема состоит из двух энергосистем соизмеримой мощности, объединенных межсистемной связью (МСС), по которой осуществляется переток электроэнергии из отправной или передающей системы *I* с избытком мощности в приемную систему *II* с дефицитом мощности (рис. 12.10). Отметим, что если энергосистема *II* имеет мощность, несоизмеримо превышающую мощность системы *I*, то анализ может быть выполнен на базе рассмотренной выше схемы — эквивалентный генератор, работающий на шины энергосистемы бесконечной мощности.

Обменная мощность, передаваемая по МСС, определяется зависимостью

$$N_{обм} = \frac{U_1 U_2}{x_л} \sin\delta_{12}, \qquad (12.11)$$

аналогичной (12.1), где U_1, U_2 — напряжения на шинах передающей и приемной

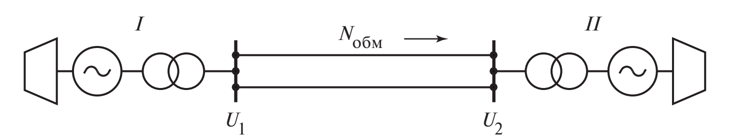


Рис. 12.10. Эквивалентная схема объединенной энергосистемы

энергосистем; δ_{12} — взаимный угол между векторами U_1 и U_2. Межсистемная связь должна работать с определенным запасом статической устойчивости, определяемым по (12.6). Значение $\Delta N_{\text{н.к}}$ теперь зависит от мощностей объединяемых энергосистем и может быть найдено как $\Delta N_{\text{н.к}} = k\sqrt{N_1}$, где N_1 — мощность меньшей из энергосистем, соединенных МСС.

Отметим, что если предельная мощность, передаваемая по МСС, не превосходит 10—15 % мощности наименьшей из систем, то связь называется *слабой*. Основной причиной нарушения устойчивости таких связей является превышение предела статической устойчивости из-за отключения одной из параллельных цепей, нерегулярных колебаний мощности в соединяемых системах, внезапного возникновения значительного небаланса мощности, вызванного отключением крупного узла нагрузки, мощного генератора или внутренних линий соединяемых энергосистем.

По экономическим условиям МСС эксплуатируют с нагрузками, близкими к предельно допустимым, что снижает запас устойчивости по взаимному углу электропередачи δ_{12}. В то же время даже незначительное рассогласование частот в соединяемых энергосистемах может привести к большим изменениям этого угла. В [19] приведен наглядный пример. Пусть при исходном значении угла $\delta_{12} = 60°$ из-за дефицита мощности в приемной энергосистеме частота в ней упала по сравнению с передающей системой на 1 об/мин, что лежит в пределах зон нечувствительности регуляторов частоты вращения и частоты. Если это расхождение частот сохранится в течение 5 с, взаимный фазовый угол увеличится на 30° и достигнет критического значения 90°. Следовательно, дефицит мощности должен быть ликвидирован очень быстро, так как в противном случае устойчивость энергообъединения будет нарушена.

Для повышения устойчивости объединенных энергосистем используются следующие основные мероприятия.

1. Аварийная мобилизация резервов мощности в приемной энергосистеме форсированным воздействием на системы регулирования турбин и котлов ТЭС, временным отключением регенеративных и теплофикационных отборов пара, автоматическим пуском и загрузкой гидрогенераторов. Для реализации резервов реактивной мощности осуществляется форсировка возбуждения генераторов.

2. Быстрое уменьшение генерируемой мощности в передающей энергосистеме, что может быть достигнуто отключением ряда генераторов, в первую очередь на ГЭС, так как использованию разгрузки гидротурбин мешает недостаточное быстродействие их систем регулирования. На ТЭС и АЭС наряду с отключением генераторов используется более оптимальное по условиям эксплуатации оборудования и не связанное с риском его повреждения аварийное управление мощностью паровых турбин — кратковременная импульсная разгрузка турбин и длительное ограничение мощности.

3. Отключение части нагрузки в приемной энергосистеме в тех случаях, когда другие управляющие воздействия недостаточны или неэффективны. Это мероприятие связано с потерями от недоотпуска электрической энергии потребителям, но позволяет предотвратить еще больший ущерб, возникающий при потере устойчивости ОЭС и длительном нарушении энергоснабжения большого сетевого района. К специальной автоматике отключения нагрузки подсоединяются, как правило, концентрированные энергоемкие потребители, по характеру своего технологического процесса допускающие внезапные перерывы энергоснабжения на время, необходимое для принятия срочных мер по мобилизации резервов генерирующей мощности.

4. Деление передающей энергосистемы по сечению, выделяющему на МСС ограниченную мощность, обычно не превышающую 20—30 % мощности приемной системы. В этом случае можно обеспечить достаточное снижение частоты в выделенной части отправной системы и предотвратить нарушение устойчивости из-за недопустимого роста взаимного угла электропередачи. Так как после деления энергосистемы необходимы операции по ее восстановлению, этот метод обеспечения устойчивости используется тогда, когда другие оказываются недостаточными.

12.2.4. Требования к характеристикам энергоблоков и их системам регулирования

К САР энергоблоков предъявляются требования, выполнение которых обеспечивает необходимое качество регулирования самого энергоблока и его основных элементов: устойчивость при изолированной и параллельной работе; ограниченное повышение частоты вращения ротора турбины после сброса полной нагрузки с отключением турбогенератора от сети; эффективное участие в первичном регулировании частоты сети и др.

Рассматриваемые здесь дополнительные требования обусловлены необходимостью эффективного участия энергоблоков в противоаварийном управлении энергосистем. Они могут быть разбиты на три группы.

Требования первой группы регламентируют поведение блока при слабо затухающих синхронных качаниях частоты и мощности в энергосистеме, которые могут возникать при некоторых возмущениях, не опасных для устойчивости. Вмешательство турбины в эти процессы нежелательно, так как в неблагоприятных случаях оно может явиться причиной системной аварии. Поэтому к САР энергоблока предъявляется требование, чтобы при длительных установившихся колебаниях мощности генератора с частотой 0,5—2 Гц и амплитудой $\pm 0{,}5N_{\text{э.ном}}$ среднее значение мощности турбины не уменьшалось более чем на 25 % ее исходного значения и не увеличивалось более чем на 5 %. Кроме того, недопустимо, чтобы система регулирования турбины способствовала увеличению амплитуды колебаний. Реализация этих требований в системах регулирования турбин ЛМЗ рассмотрена в § 12.4.

Требования второй группы сводятся к тому, чтобы блок мог снизить мощность с любого исходного уровня до нижнего предела регулировочного диапазона со скоростью, определяемой быстродействием системы регулирования турбины при сбросе нагрузки. Длительность работы блока при любой нагрузке в пределах регулировочного диапазона не ограничивается.

При сбросе мощности до нуля должна допускаться работа с полностью закрытыми клапанами не более 1,5 с при условии последующего восстановления нагрузки до любого уровня в пределах регулировочного диапазона со скоростью, определяемой только быстродействием системы регулирования турбины на наброс нагрузки, но не менее $0{,}2N_{\text{э.ном}}$ в секунду.

После сброса нагрузки длительность работы блока на нагрузке собственных нужд должна допускаться до 40 мин, на холостом ходу — до 15 мин, в моторном режиме — в течение 3 мин.

Для ликвидации аварийного дефицита мощности в энергосистеме и при перегрузке ЛЭП блок должен допускать наброс нагрузки не менее $0{,}2N_{\text{э.ном}}$ вплоть до верхнего предела регулировочного диапазона со скоростью, определяемой максимальным быстродействием системы регулирования.

Требования третьей группы определяют необходимые импульсные характеристики турбины. После подачи управляющего сигнала максимальной интенсивности на закрытие регулирующих клапанов запаздывание начала движения клапанов не должно превышать 0,1 с. После снятия сигнала на разгрузку турбины запаздывание движения клапанов на открытие не

должно быть более 0,3—0,4 с в зависимости от глубины разгрузки.

Максимальная скорость увеличения мощности при открытии только регулирующих клапанов ЦВД и полностью открытых клапанах ЦСД должна быть не менее $0{,}2N_{\text{э.ном}}$ в секунду, а при одновременном открытии клапанов ЦВД и ЦСД — не менее $0{,}3N_{\text{э.ном}}$ в секунду.

12.3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ КОТЛОВ

12.3.1. Регулирование барабанных котлов

Рассмотрение подсистем регулирования тепломеханического оборудования конденсационных блоков ТЭС начнем с регулирования барабанного котла, принципиальная технологическая схема которого показана на рис. 12.11 [33].

Процесс парообразования происходит в подъемных трубах *2* циркуляционного контура, экранирующих камерную топку, в которой сжигается топливо в количестве $B_т$. Для поддержания горения в топку с помощью дутьевого вентилятора *ДВ* подается воздух, предварительно нагретый в воздухоподогревателе *9*. Отсасываемые из топки дымососом *ДС* продукты сгорания (дымовые газы) проходят через поверхности нагрева секций пароперегревателя *5* и *6*, водяного экономайзера *8*, воздухоподогревателя *9* и после очистки удаляются в атмосферу через дымовую трубу. Отсепарированный в барабане котла насыщенный пар перегревается до требуемой температуры в пароперегревателе (*5*, *6*) за счет радиации факела и конвективного обогрева продуктами сгорания.

Основными технологическими параметрами котла — его внешними регулируемыми величинами являются расход све-

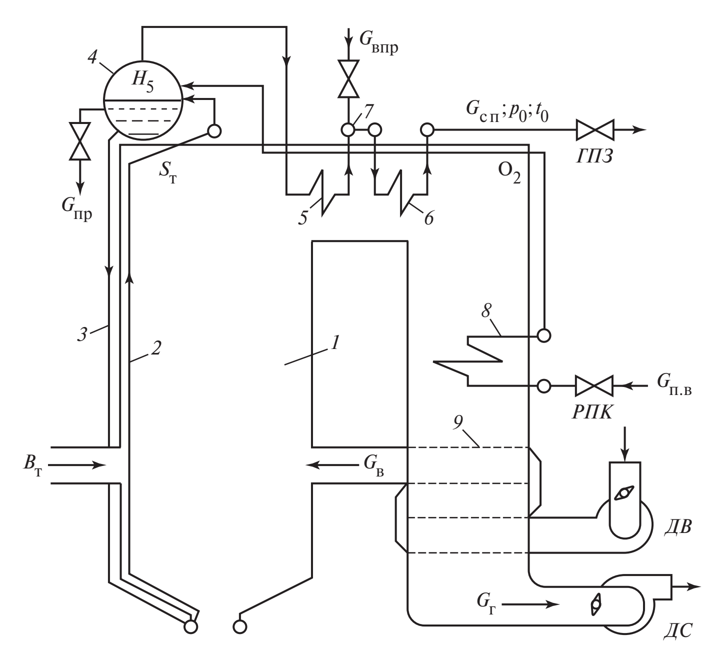


Рис. 12.11. Принципиальная технологическая схема барабанного котла:

1 — топка; *2* — подъемные трубы; *3* — опускные трубы; *4* — барабан; *5*, *6* — секции пароперегревателя; *7* — пароохладитель; *8* — водяной экономайзер; *9* — воздухоподогреватель; *ГПЗ* — главная паровая задвижка; *РПК* — регулировочный питательный клапан; *ДВ* — дутьевой вентилятор; *ДС* — дымосос

жего пара $G_{с.п}$ и параметры пара перед турбиной: давление p_0 и температура t_0. Надежная и экономичная работа котла во всем диапазоне изменения режимов обеспечивается поддержанием внутренних регулируемых величин: коэффициента избытка воздуха α, разрежения в верхней части топки $S_т$, уровня воды в барабане котла $H_б$, солесодержания котловой воды и др.

Барабанный котел как объект регулирования представляет собой сложную динамическую систему с многими выходными величинами и входными воздействиями. Система регулирования котла состоит из связанных через объект автономных САР процессов горения и парообразования, питания, перегрева пара и водного режима. Рассмотрим кратко первые три из них.

Регулирование процессов горения и парообразования включает в себя контуры регулирования паропроизводительности и давления свежего пара, экономичности процесса горения, разрежения в верхней части топки.

Паропроизводительность (нагрузка) котла должна соответствовать расходу пара через турбину. Показателем этого соответствия является давление свежего пара, которое должно поддерживаться с высокой точностью по условиям экономичности и безопасности турбины.

Один из вариантов каскадной схемы ***регулирования давления свежего пара*** показан на рис. 12.12. Главным регулятором является регулятор давления *РД*, на вход которого подаются сигналы действительного p_0 и заданного $p_0^{зд}$ значений давления пара перед турбиной. При $p_0 - p_0^{зд} \neq 0$ регулятор давления меняет задание $B_т^{зд}$ регулятору топлива *РТ*, который через регулирующий клапан подачи газообразного или жидкого топлива или питатели угля воздействует на расход топлива $B_т$, подаваемого в топку. Регулируемая величина $B_т$ выступает здесь как вспомогательная переменная состояния. Ее введение позволяет уменьшить влияние на основную регулируемую величину p_0 возмущений со стороны топливоподачи. Оба регулятора, как правило, имеют ПИ-алгоритм функционирования.

При работе блока в базовом режиме, когда паропроизводительность котла сохраняется на заданном уровне вне зависимости от изменения нагрузки энергосистемы, регулятор давления переключается в режим «до себя» (вариант *б* на рис. 12.12) и поддерживает давление свежего пара с помощью регулирующих клапанов турбины.

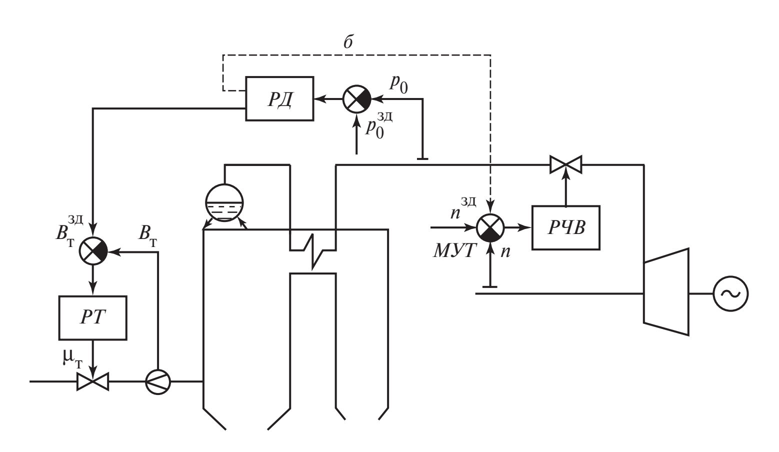


Рис. 12.12. Каскадная схема регулирования давления свежего пара

Регулирование экономичности процесса горения поддерживает оптимальный коэффициент избытка воздуха, представляющий собой отношение действительного расхода воздуха к теоретически необходимому для полного сгорания топлива. Он определяется индивидуально для каждого котла из условия минимума тепловых потерь, основными из которых являются потери теплоты с уходящими газами и от химического и механического недожогов топлива.

Коэффициент избытка воздуха α находят, анализируя состав топочных газов, покидающих топку, а именно, по процентному содержанию свободного кислорода $[O_2]$ в уходящих газах, измеренному в поворотной камере газохода за пароперегревателем: $\alpha = 21/(21 - [O_2])$. Для пылеугольных котлов оптимальное значение $[O_2]$ составляет 3—5 %, при сжигании мазута и газа оно существенно меньше (до 0,2 %).

Схема регулирования экономичности процесса горения показана на рис. 12.13. Регулируемым участком является топочная камера с примыкающим участком газохода до места измерения содержания O_2, регулирующим воздействием — расход воздуха $G_в$, поступающего в топку. Задание $G_в^{зд}$ регулятору воздуха *РВ* формируется командным блоком *КБ* в зависимости от положения регулирующего органа подачи топлива $\mu_т$ (компенсирующий сигнал по возмущению) с коррекцией по содержанию O_2 в продуктах сгорания от регулятора PO_2. Регуляторы функционируют по ПИ-закону. Каскадная схема выбрана из-за большой инерционности регулируемого участка, обусловленной влиянием объема топочной камеры и примыкающего газохода, а также инерцией и запаздыванием первичного прибора измерения содержания кислорода в уходящих газах.

Регулирование разрежения в верхней части топки котлов, работающих без наддува, необходимо для обеспечения устойчивости факела в топочной камере и предотвращения выбивания газов из топки. В газоплотных котлах, работающих под наддувом, разрежение в топке не регулируют.

Объект регулирования имеет хорошие регулировочные свойства — практически нет запаздывания, мала инерционность, положительное саморегулирование. Основ-

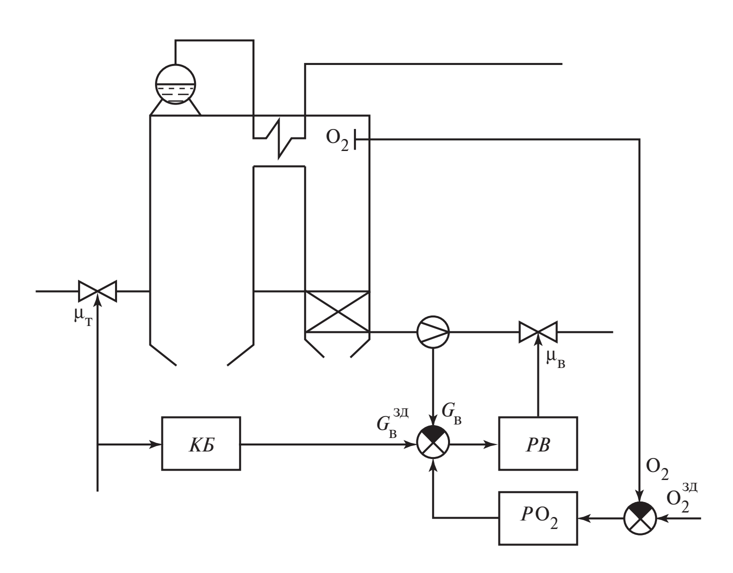


Рис. 12.13. Схема регулирования экономичности процесса горения

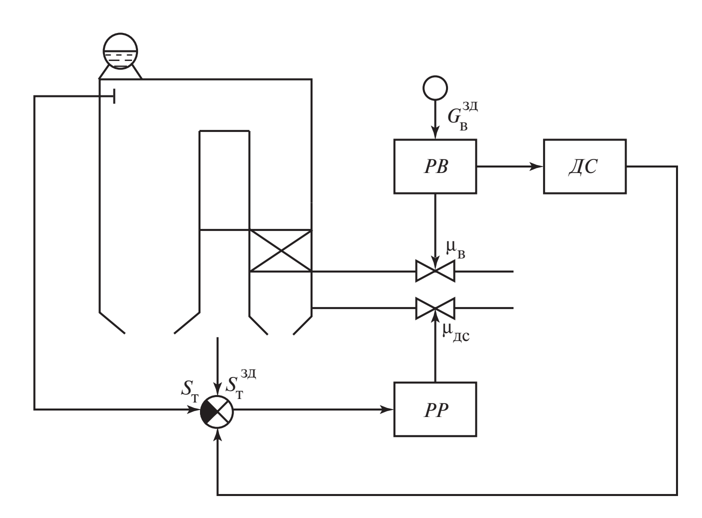


Рис. 12.14. Схема регулирования разрежения в топке

ная трудность связана со значительными пульсациями регулируемой величины, амплитуда которых (30—50 Па) превышает ее среднее значение $S_т$ = 20…30 Па.

Одноимпульсный ПИ-регулятор разрежения *РР* (рис. 12.14) получает сигнал по разрежению $S_т$ в верхней части топки и воздействует на положения $\mu_{дс}$ поворотных направляющих аппаратов или дроссельных заслонок дымососов.

Основным внешним возмущением является изменение расхода воздуха $G_в$ в зависимости от нагрузки котла. Для улучшения качества процесса регулирования разрежения на вход регулятора *РР* через устройство динамической связи *ДС* подают исчезающий импульс от регулятора воздуха *РВ*. Благодаря этому опережающему импульсу режим работы дутьевых вентиляторов и дымососов меняется практически одновременно, так что разрежение в топке остается почти неизменным. Пульсации давления сглаживаются специальным демпферным устройством в регуляторе.

Регулирование питания должно обеспечить поддержание уровня воды в барабане котла, максимально допустимые отклонения которого от среднего положения обычно не превышают ±100 мм. Недопустимое снижение уровня в барабане, называемое «упуском» воды, может привести к нарушению питания водой подъемных труб циркуляционного контура и их повреждению. Недопустимое повышение уровня, или «перепитка» барабана, ухудшает работу внутрибарабанных сепарационных устройств, приводит к ускоренному заносу пароперегревателя солями или даже к забросу воды в турбину с повреждением элементов ротора.

Принципиальная схема *регулирования уровня воды в барабане котла* показана на рис. 12.15. На вход трехимпульсного регулятора уровня *РУ* подаются сигналы по текущим значениям уровня $H_б$ (основная регулируемая величина), расхода питательной воды $G_{п.в}$ (вспомогательная переменная состояния) и расхода свежего пара в турбину $G_{с.п}$ (возмущающее воздействие).

Регулятор должен поддерживать заданный уровень в барабане независимо от изменений паровой нагрузки котла $G_{с.п}$ (внешнее воздействие) и от внутренних возмущений в системе питания котла — колебаний расхода питательной воды, вызванных, например, изменением давления воды перед *РПК* из-за включения или

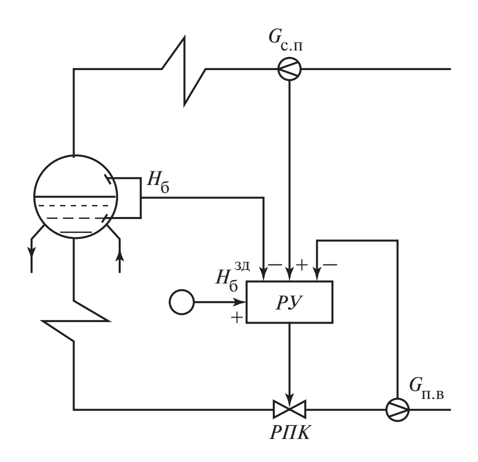


Рис. 12.15. Схема регулирования уровня воды в барабане котла

отключения подогревателей высокого давления (ПВД) и др.

Сложная информационная структура рассматриваемой системы регулирования выбрана из-за возможности возникновения ложного импульса вследствие явления «вспучивания» уровня. При возмущении увеличением расхода пара, вызванным открытием регулирующих клапанов турбины, уровень в барабане в первый момент не только не падает, но напротив, быстро возрастает и только через некоторое время начинает снижаться. Это связано с тем, что с ростом расхода пара падает давление в барабане, паросодержание и объем пароводяной смеси в экранных трубах и барабане котла увеличиваются и уровень временно повышается. При отсутствии компенсирующего сигнала по расходу свежего пара регулятор уровня дал бы в этом случае ложную команду на прикрытие *РПК*, т.е. на уменьшение подачи воды в котел.

Регулирование температуры свежего пара в современных барабанных котлах осуществляется с помощью впрыскивающих пароохладителей. Чтобы исключить загрязнение пара минерализованной водой, впрыскивается «собственный» конденсат, получаемый конденсацией насыщенного пара из барабана котла в специальном теплообменнике, охлаждаемом питательной водой (рис. 12.16).

Температура перегретого пара является важнейшим параметром, определяющим надежность работы котла и турбины и экономичность энергоблока в целом. Поэтому допускаются лишь небольшие ее отклонения от номинального значения: для начальных параметров p_0 = 13,0 МПа и t_0 = 540 °С они составляют +5 или –10 °С.

Для повышения точности регулирования температуры свежего пара применяют двухимпульсный регулятор *РТР*, получающий основной сигнал по отклонению температуры пара на выходе из пароперегревателя t_0 и упреждающий дополнительный сигнал, пропорциональный скорости изменения температуры $\mathrm{d}t_{пр}/\mathrm{d}t$ непосредственно за впрыском. Для формирования последнего применяют, как правило, реальное дифференцирующее звено *Д*.

Пароохладитель устанавливают в промежуточной точке пароперегревательного тракта. Приближение ее к выходу пароперегревателя уменьшает инерционность регулируемого участка и повышает точность поддержания температуры, но ухудшает условия работы металла труб поверхности нагрева, расположенной до пароохладителя.

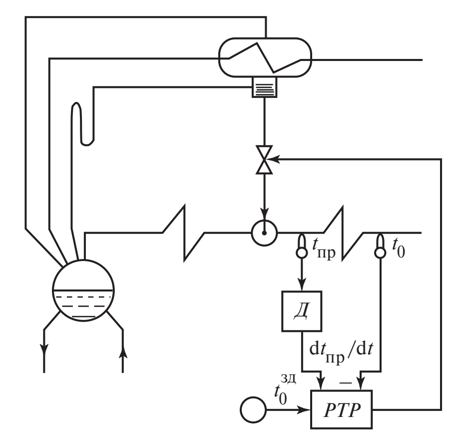


Рис. 12.16. Схема регулирования температуры свежего пара

Стремление повысить качество регулирования температуры свежего пара при сохранении надежности работы развитых пароперегревателей мощных котлов приводит к многоступенчатому регулированию с применением нескольких (чаще всего двух) впрыскивающих устройств. Автоматические регуляторы каждой ступени выполняются двухимпульсными, получающими основной импульс по температуре пара в конце регулируемого участка и дополнительный импульс по скорости изменения температуры пара за впрыском.

Первый по ходу пара впрыск предназначен для предохранения расположенной за ним поверхности нагрева пароперегревателя от чрезмерного повышения температуры при изменении нагрузки котла или нарушении нормального режима работы (шлаковании, изменении положения факела и др.). Заданная температура перегрева регулируется последним по ходу пара впрыском. При наличии нескольких паропроводов свежего пара регулирование температуры осуществляется в каждом из них.

12.3.2. Особенности автоматического регулирования прямоточных котлов

Принципиальная технологическая схема прямоточного котла показана на рис. 12.17. Главное ее отличие от схемы барабанного котла — отсутствие барабана, в котором разделяются жидкая и паровая фазы теплоносителя. Вода переходит в пар в пределах переходной зоны, в которой находится граница между испарительной и перегревательной зонами, играющая в некотором смысле роль уровня в барабане котла. Эта граница гораздо более подвижна, чем уровень в барабане, ее положение труднее контролировать, и оно меняется в зависимости от нагрузки (паропроизводитель-

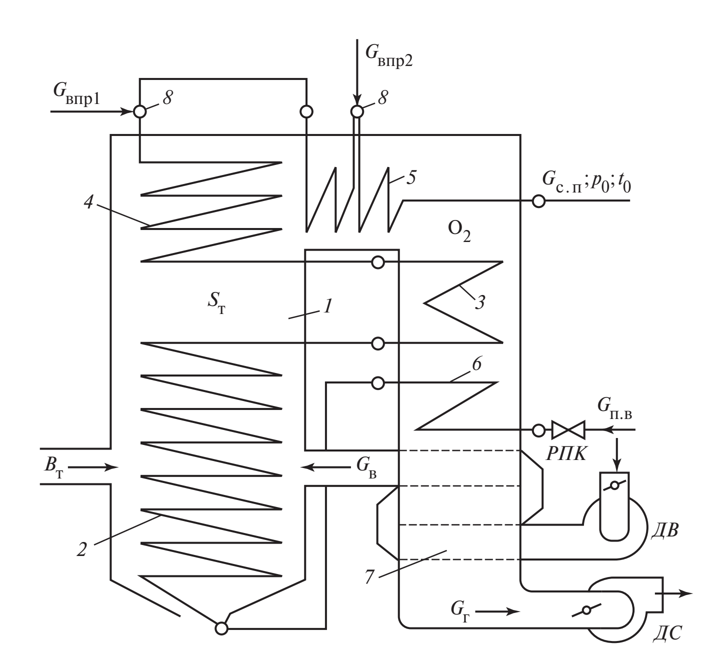


Рис. 12.17. Принципиальная технологическая схема прямоточного котла:
1 — топка; *2* — нижняя радиационная (испарительная) часть; *3* — переходная зона; *4* — радиационный пароперегреватель; *5* — конвективный пароперегреватель; *6* — водяной экономайзер; *7* — воздухоподогреватель; *8* — пароохладители

ности) котла, тепловыделения в топке и расхода питательной воды.

Автоматическое регулирование прямоточного котла должно обеспечить строгое соответствие между подачей питательной воды и топлива, что определяет температурный режим первичного тракта до первого впрыска и положение границы между испарительной и перегревательной зонами. О наличии или нарушении этого соответствия можно судить по значению температуры $t_{пр}$ в промежуточной точке перегревательного тракта, которая обычно выбирается по возможности ближе к началу перегрева за переходной зоной.

Заданное значение температуры $t_{пр}$ может поддерживаться воздействием на подачу либо питательной воды, либо топлива. Если регулирование нагрузки котла возложено на регулятор топлива, то поддержание температуры за переходной зоной обеспечивается регулятором питания, и наоборот.

Принципиальная схема ***регулирования нагрузки*** и ***температурного режима первичного тракта котла*** показана на рис. 12.18. Регулирование расхода и давления свежего пара осуществляется каскадной схемой, состоящей из регуляторов давления *РД* и топлива *РТ*. Температура в промежуточной точке также регулируется каскадной схемой, состоящей из главного регулятора температуры *РТР* и подчиненного ему регулятора питания *РП*, изменяющего подачу питательной воды. На вход регулятора питания, кроме того, блоком *КВ* подается корректирующий сигнал по расходу топлива, который здесь должен рассматриваться как возмущающее воздействие.

Регулирование экономичности процесса горения и разрежения в верхней части топки осуществляется так же, как в барабанных котлах.

Регулирование температуры свежего пара несколько усложняется, так как требуется стабилизировать температуру по всей длине более развитого перегревательного тракта, для чего приходится увеличивать число впрысков до 3—4, а расход воды на впрыски возрастает до 10 % общего количества выработанного пара.

Регулирование температуры промежуточного (вторичного) перегрева пара с помощью впрысков нерационально, так

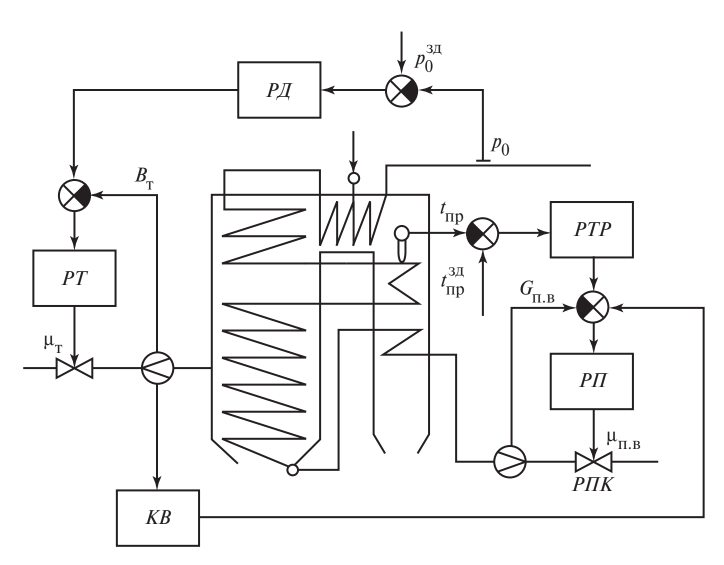


Рис. 12.18. Схема регулирования нагрузки и температурного режима первичного тракта прямоточного котла

как пар, образующийся при испарении охлаждающей воды, не проходит ЦВД турбины, что снижает экономичность паротурбинной установки. Поэтому для регулирования температуры промежуточного перегрева пара обычно используются поверхностные паро-паровые или газопаро-паровые теплообменники, а как резервное средство регулирования для предотвращения чрезмерного повышения $t_{п.п}$ предусматривается аварийный впрыск.

На рис. 12.19 представлена схема регулирования температуры промежуточного перегрева пара с помощью *паро-парового теплообменника* (ППТО). Конструктивно ППТО выполнен в виде вынесенного из газоходов котла корпуса, представляющего собой трубу большого диаметра, внутри которой размещены змеевики труб малого диаметра. Через змеевики проходит греющий свежий пар, а снаружи они омываются паром из тракта промежуточного перегрева, движущимся навстречу греющему пару внутри трубы большого диаметра. Регулирование температуры вторичного перегрева пара осуществляется изменением его расхода через ППТО с помощью трехходового клапана и обводного паропровода. К недостаткам этого способа регулирования можно отнести существенную зависимость между системами регулирования температур первичного и вторичного перегрева пара и не всегда достаточный диапазон регулирования.

Регулирование температуры вторичного перегрева пара может быть также осуществлено перепуском с помощью трехходового клапана части пара в обвод «холодного пакета» поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя (паровой байпас), расположенного в зоне сравнительно низких температур дымовых газов (рис. 12.20). При таком способе системы регулирования первичного и вторичного перегрева пара практически не связаны и диапазон регулирования оказывается достаточно широким. Двухимпульсный регулятор температуры *РТР* получает основной сигнал по температуре пара $t_{п.п}$ за промежуточным перегревателем и дополнительный по скорости изменения температуры $\mathrm{d}t_{пр}/\mathrm{d}t$ после обвода. Аварийный впрыск управляется предельным регулятором температуры *РВ*пр.

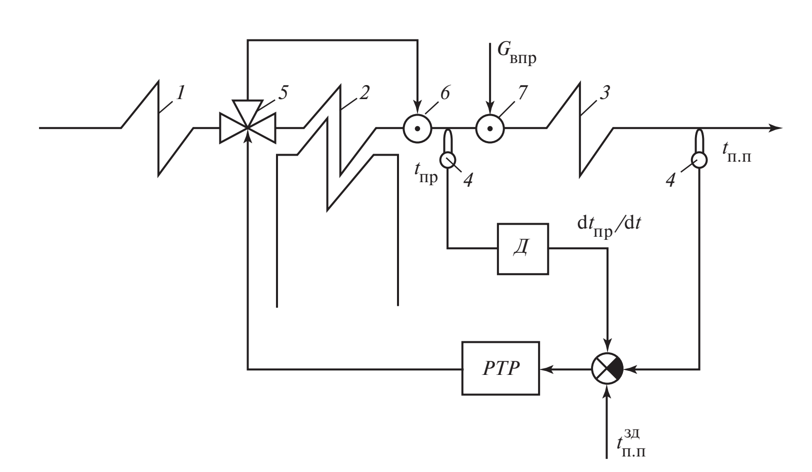


Рис. 12.19. Схема регулирования температуры промежуточного перегрева пара с помощью паро-парового теплообменника

1, *3* — ступени вторичного пароперегревателя; *2* — паро-паровой темпообменник; *4* — термопреобразователи; *5* — трехходовой регулирующий клапан; *6* — пароохладитель; *7* — аварийный впрыскивающий пароохладитель; *Д* — дифференциатор

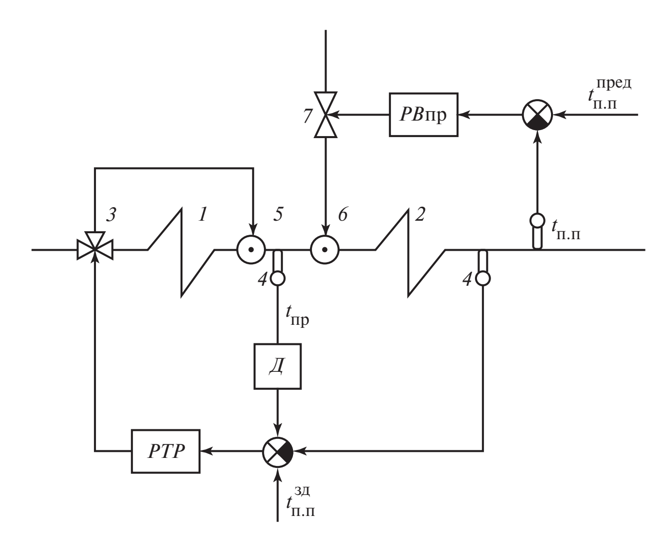


Рис. 12.20. Схема регулирования температуры промежуточного перегрева пара с помощью парового байпаса:

1, *2* — ступени пароперегревателя; *3* — трехходовой регулирующий клапан; *4* — термопреобразователи; *5* — пароохладитель; *6* — впрыскивающий пароохладитель; *7* — клапан аварийного впрыска

12.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара рассмотрим на примере унифицированной системы регулирования конденсационных паровых турбин большой мощности ЛМЗ.

В начале 60-х годов для турбины К-300-240 ЛМЗ в тесном сотрудничестве с ВЭИ и ВТИ создал *электрогидравлическую систему регулирования*, применив в качестве рабочей жидкости огнестойкое синтетическое масло. Развитая электрическая часть системы регулирования (ЭЧСР) дала возможность легче решить задачу как улучшения статических и динамических характеристик собственно турбины, в частности повысить надежность ее противоразгонной защиты, так и участия энергоблока в регулировании частоты и мощности в энергосистеме и особенно в ее противоаварийном управлении. Быстрота передачи импульса в электрической части системы, простота реализации любого закона регулирования, возможность включения логических устройств, компактность, простота резервирования, экономичность ЭЧСР наряду с применением в гидравлической части системы регулирования (ГЧСР) негорючей рабочей жидкости высокого давления обусловили достоинства системы регулирования.

Обобщение длительного опыта эксплуатации этой системы на многих турбинах и ее существенная модернизация послужили основой для создания унифицированной системы регулирования выпускаемых заводом турбин мощностью 300, 500 и 800 МВт. Широкая унификация систем регулирования этих турбин, имеющих одни и те же датчики регулируемых величин, электрические и гидравлические усилители, маслонапорные станции и различающихся в основном объемами сервомоторов, перемещающих регулирующие и стопорные клапаны, позволила существенно уменьшить стоимость систем регулирования и, главное, сократить время на их отработку.

Будучи электрогидравлической, система регулирования состоит из электрической и

гидравлической частей, взаимодействующих одна с другой. Передача регулирующих воздействий от электрической части системы регулирования в ее гидравлическую часть осуществляется через два входа:

- быстродействующий (электрогидравлический преобразователь);
- медленнодействующий (механизм управления турбиной).

Унифицированную систему регулирования турбин ЛМЗ рассмотрим применительно к турбине К-800-240-3.

12.4.1. Парораспределение турбины К-800-240-3 ЛМЗ

Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-240-3 ЛМЗ представлена на рис. 12.21.

Свежий пар с давлением 23,5 МПа (240 кгс/см^2) и температурой 540 °С поступает из котла к двум блокам клапанов, состоящим из стопорного и двух регулирующих клапанов каждый (рис. 12.22).

Все регулирующие клапаны выполнены разгруженными и перемещаются индивидуальными гидравлическими сервомоторами одностороннего действия. Требуемый вид статической характеристики регулирования обеспечивается при одновременном открытии первых двух регулирующих клапанов ЦВД, а затем третьего и четвертого. Для равномерного прогрева ЦВД при пуске турбины все регулирующие клапаны могут открываться одновременно, что достигается изменением характеристик сервомоторов третьего и четвертого регулирующих клапанов ЦВД.

После ЦВД пар направляется на промежуточный перегрев, откуда поступает к двум стопорным, а затем к четырем регулирующим клапанам ЦСД. Регулирующие клапаны ЦСД подводят пар в общую паровую коробку и перемещаются двумя сервомоторами, каждый из которых управляет двумя клапанами (верхним и боковым).

Для сокращения длительности беспарового режима ЦВД после сброса нагрузки, когда клапаны ЦВД полностью, а клапаны ЦСД почти полностью закрываются, установлены сбросные клапаны, которые сбрасывают пар из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор.

Различное вспомогательное оборудование энергоблока (турбопитательные насосы, турбопривод воздуходувок котла, деаэраторы, основной и пиковый сетевые подогреватели и др.) питаются паром из общестанционных коллекторов, в которые он поступает из регенеративных отборов турбин и от специальных редукционно-охладительных установок. При сбросе

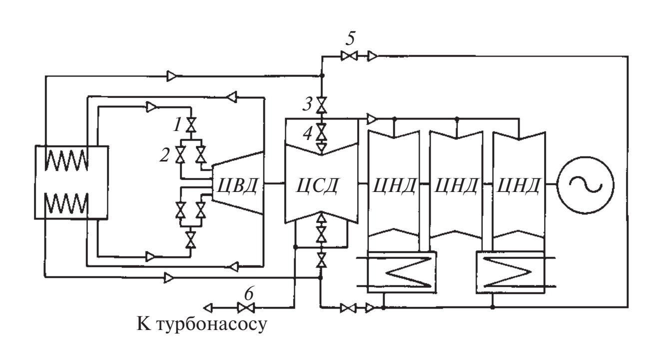


Рис. 12.21. Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-240-3 ЛМЗ:
1 — стопорный клапан *ЦВД*; *2* — регулирующий клапан *ЦВД*; *3* — стопорный клапан *ЦСД*; *4* — регулирующий клапан *ЦСД*; *5* — сбросной клапан; *6* — стопорный клапан отбора

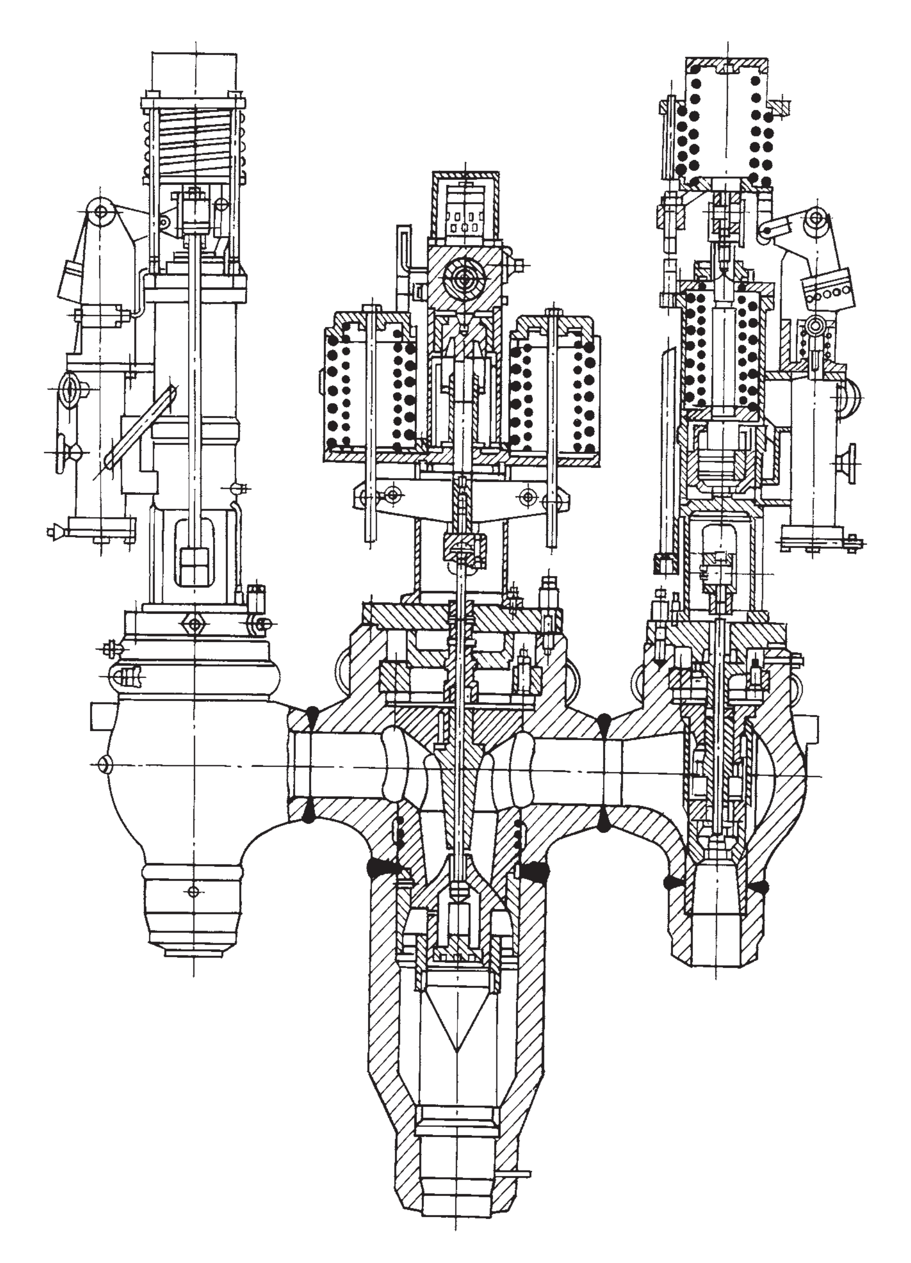


Рис. 12.22. Блок стопорного и регулирующих клапанов ЦВД

нагрузки с отключением турбогенератора от сети пар от посторонних источников может попасть в турбину и разогнать ее до недопустимой частоты вращения. Для повышения надежности защиты турбины от разгона на трубопроводах от главной турбины к турбинам питательных насосов и на некоторых других (в зависимости от тепловой схемы) установлены, кроме обратных, также стопорные клапаны с гидравлическими сервомоторами, управляемыми системой защиты турбины.

12.4.2. Электрическая часть системы регулирования

Электрическая часть системы регулирования, представленная на блок-схеме системы регулирования и защиты турбины (рис. 12.23), осуществляет усиление и преобразование сигналов электрических датчиков частоты вращения, активной мощности электрического генератора, давлений свежего пара и в линии промежуточного перегрева (промперегрева).

ЭЧСР включает в себя ряд функциональных блоков, формирующих основные управляющие сигналы и обеспечивающих требуемые статические и динамические характеристики системы.

При нагрузках, превышающих $0{,}3N_{\text{э.ном}}$, когда регулирование осуществляется только регулирующими клапанами ЦВД, выполнение команд на изменение мощности турбины замедляется из-за инерции тракта промперегрева. Для ослабления отрицательного влияния промежуточного перегрева пара на динамические характеристики турбины, в первую очередь на ее приемистость, предназначен блок *начального корректора неравномерности НКН*.

На вход блока *НКН* подаются с противоположными знаками сигналы от датчиков активной электрической мощности генератора и давления пара в тракте промперегрева. При полностью открытых регулирующих клапанах ЦСД последний сигнал определяется расходом пара через турбину и, значит, характеризует мощность, развиваемую турбиной. В установившихся режимах разность сигналов равна нулю. В переходных процессах вследствие инерции промперегрева на выходе *НКН* возникает сигнал, который, действуя как гибкая положительная обратная связь по мощности, форсирует перемещение клапанов ЦВД таким образом, чтобы разность сигналов по мощности и давлению вновь стала равной нулю, т.е. чтобы мощность, развиваемая турбиной, оказалась равной активной электрической мощности генератора.

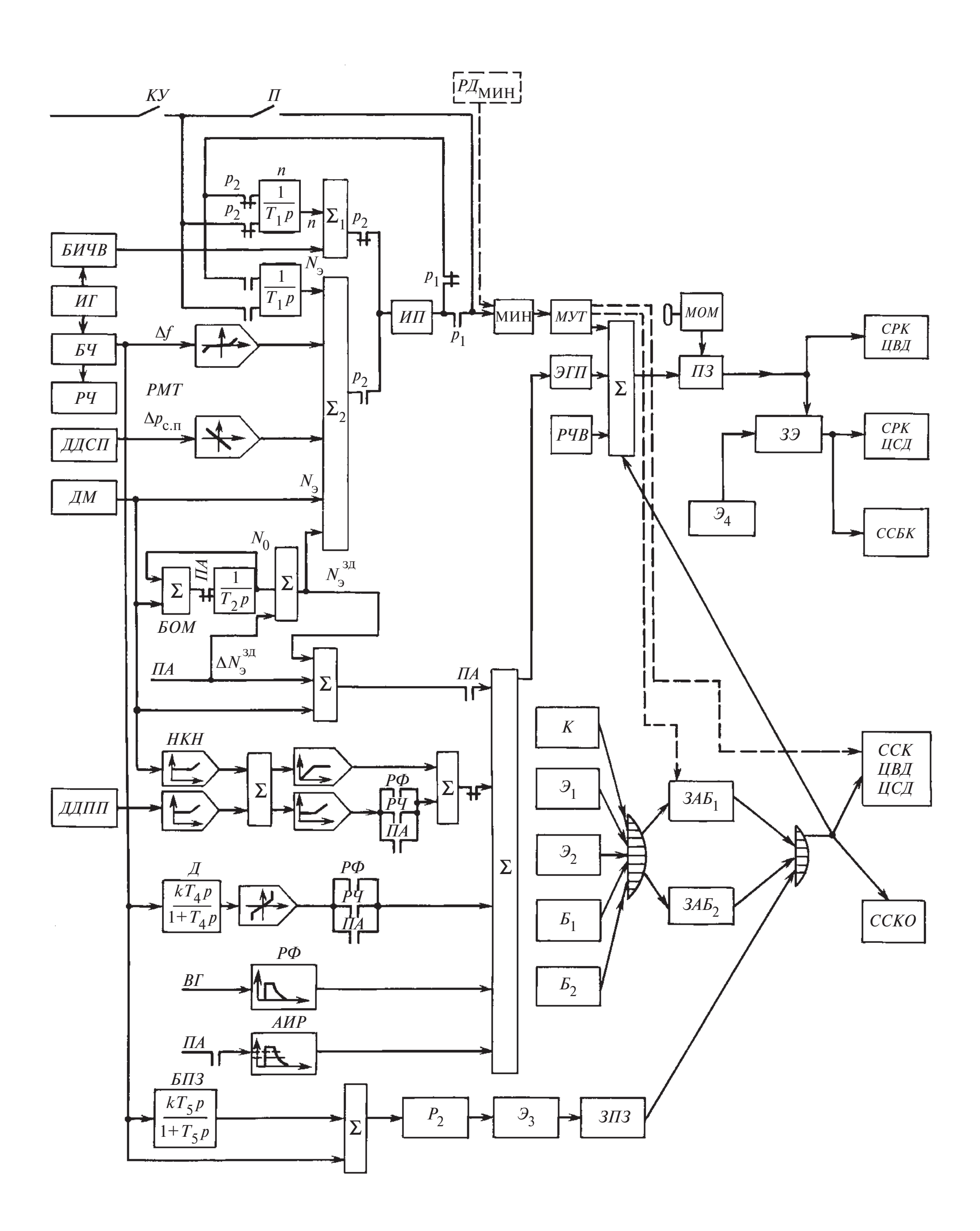
Блок *НКН* настраивается таким образом, чтобы при небольших изменениях нагрузки влияние тракта промперегрева на приемистость турбины было полностью скомпенсировано. При нагрузках ниже $0{,}4N_{\text{э.ном}}$ сигналы, поступающие на входной сумматор блока *НКН* по обоим каналам, отсекаются на одинаковом уровне, и, следовательно, выходной сигнал *НКН* равен нулю при любых соотношениях нагрузки и давления в тракте промперегрева.

Характеристики системы регулирования частоты вращения и мощности несимметричны главным образом из-за значительного различия постоянных времени

→

Рис. 12.23. Блок-схема системы регулирования и защиты турбины:

БИЧВ — блок измерения частоты вращения; *ИГ* — индукторный генератор; *БЧ* — блок частоты; *РЧ* — реле частоты; *ДДСП* — датчик давления свежего пара; *ДМ* — датчик мощности.; *ДДПП* — датчик давления промежуточного перегрева; *КУ* — ключ управления; *П* — переключатель выбора режима управления; *РМТ* — регулятор мощности турбины; *БОМ* — быстродействующий ограничитель мощности; *НКН* — начальный корректор неравномерности; *Д* — дифференциатор; *ВГ* — выключатель генератора; *РФ* — блок релейной форсировки; *ПА* — противоаварийная автоматика; *АИР* — блок аварийной импульсной разгрузки; *БПЗ* — блок предварительной защиты; $РД_{\text{мин}}$ — регулятор минимального давления; *ИП* — импульсный преобразователь; МИН — выделитель минимального сигнала; *МУТ* — механизм управления турбиной; *ЭГП* — электрогидравлический преобразователь; *РЧВ* — регулятор частоты вращения; *МОМ* — механический ограничитель мощности; *ПЗ* — промежуточный золотник; *ЗЭ* — золотник электромагнитного выключателя; *Э* — электромагнитные выключатели; *К* — кнопка отключения турбины; *Б* — бойки автомата безопасности; *ЗАБ* — золотники автомата безопасности; *ЗПЗ* — золотник предварительной защиты; *Р* — реле; Σ — сумматоры; *СРК* — сервомотор регулирующего клапана; *ССК* — сервомотор стопорного клапана; *ССбК* — сервомотор сбросного клапана; *ССКО* — сервомотор стопорного клапана отбора



КУ
П
РДМИН
БИЧВ
ИГ
БЧ
РЧ
ДДСП
ДМ
ДДПП
РМТ
Δf
Δpс.п
Σ1
Σ2
ИП
МИН
МУТ
МОМ
ПЗ
ЭГП
РЧВ
Σ
СРК ЦВД
СРК ЦСД
ССБК
ЗЭ
Э4
БОМ
ПА
НКН
РФ
РЧ
Д
ВГ
АИР
БПЗ
Р2
Э3
ЗПЗ
К
Э1
Э2
Б1
Б2
ЗАБ1
ЗАБ2
ССК ЦВД ЦСД
ССКО

односторонних гидравлических сервомоторов на открытие и закрытие регулирующих клапанов турбины. При больших нагрузках существенной также оказывается близость верхнего упора сервомотора. Поэтому при равных по длительности и интенсивности сигналах на открытие и закрытие клапанов, например при синхронных качаниях генератора, турбина будет излишне разгружаться. Для ослабления этого эффекта выходной сигнал *НКН* на разгрузку турбины ограничен значением, допускающим изменение положения регулирующих клапанов только на 20—30 %. Это ограничение снимается при отключении генератора от сети (контакты *РФ*), при частоте вращения выше $1{,}02n_0$ (контакты *РЧ*) и по сигналу устройств противоаварийной автоматики энергосистемы (контакты *ПА*).

Сигнал *НКН* весьма эффективен также и при сбросах нагрузки, уменьшая динамическое повышение частоты вращения и повышая тем самым надежность противоразгонной защиты турбины.

Удержание турбины на холостом ходу после сброса нагрузки с отключением турбогенератора от сети является важнейшим элементом противоразгонной надежности турбины. Снижение постоянной времени ротора T_ψ, обусловленное ростом единичной мощности паровой турбины и форсировкой охлаждения электрического генератора, делает эту задачу все более трудной, так как оно связано с необходимостью существенного повышения быстродействия системы регулирования. С этой целью в ЭЧСР включены три блока: дифференциатора *Д*, релейной форсировки *РФ* и предварительной защиты *БПЗ*.

В *дифференциаторе* формируется сигнал, пропорциональный ускорению ротора турбины. Для этого дифференцируется выходной сигнал блока частоты *БЧ*. Одним из преимуществ дифференциатора является формирование сигнала, автоматически учитывающего знак и значение аварийного изменения нагрузки.

При ускорении ротора турбины, большем некоторого выбранного значения, например вызванного сбросом нагрузки $0{,}25N_{\text{э.ном}}$, дифференциатор подает мощный форсирующий импульс на закрытие регулирующих клапанов турбины. Для того чтобы предотвратить необоснованную разгрузку турбогенератора при кратковременных повышениях частоты, вызванных быстроотключаемыми короткими замыканиями во внешней сети, дифференциатор включается контактами специального реле частоты *РЧ* только в случае, когда $n > 1{,}02n_0$. Кроме того, эта блокировка позволяет исключить воздействие дифференциатора на турбину при небольших синхронных качаниях генератора в энергосистеме, которое по тем же причинам, что и рассмотренное ранее воздействие блока *НКН*, также может приводить к необоснованной, а иногда и опасной для энергосистемы разгрузке турбины.

Блокировка дифференциатора по частоте на всех режимах, кроме связанного с выпадением из синхронизма в сторону опережения, полностью исключая разгрузку турбины при синхронных качаниях, снижает эффективность дифференциатора для повышения динамической устойчивости параллельной работы турбогенератора, хотя и сохраняет его противоразгонное действие.

Существенное дополнительное уменьшение динамического заброса частоты вращения при сбросах нагрузки достигается с помощью *блока релейной форсировки РФ*, который ускоряет закрытие регулирующих клапанов турбины по сигналу от блок-контактов выключателя генератора *ВГ*, на 0,06—0,08 с опережающему сигнал дифференциатора. Контакты *РФ* включают также дифференциатор независимо от частоты вращения ротора турбины. Следует отметить, что при сбросе нагрузки, вызванном отключением линейных выключателей вне электростанции, блок *РФ* не срабатывает.

Выходной сигнал блока *РФ* с амплитудой импульса, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью около 0,5 с обеспечивает движение сервомоторов регулирующих клапанов с максимальной скоростью. Плавное окончание процесса и переход на управление регулятором частоты вращения достигаются экспоненциальным снижением тока *ЭГП* с постоянной времени 3,5—5 с.

Действие блока *предварительной защиты БПЗ* подробно будет рассмотрено в § 16.2.

Кроме удержания турбины на холостом ходу после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети система регулирования турбины должна обеспечить участие энергоблока в противоаварийном управлении энергосистемы.

Как уже отмечалось в § 12.2, для сохранения устойчивости параллельной работы электростанции и энергосистемы в послеаварийном режиме, когда предел статической устойчивости может оказаться меньше мощности, передававшейся в доаварийном режиме, возникает необходимость быстрого снижения и последующего ограничения мощности турбины. Эту функцию выполняет *быстродействующий ограничитель мощности БОМ*.

Значение мощности, устанавливаемой после ограничения, зависит от многих факторов, таких как конфигурация энергетической системы, значение и направление перетоков мощности по внутрисистемным ЛЭП, технологические параметры энергоблоков и др. Поэтому задание уровня ограничения мощности турбины осуществляется устройствами противоаварийной автоматики энергосистемы.

Требованиям точности удовлетворяют только ограничители, выполненные как замкнутая быстродействующая система регулирования мощности с большим коэффициентом усиления. При $N_э > N_э^{зд}$ *БОМ* подает многократно усиленный сигнал $N_э - N_э^{зд}$ на прикрытие клапанов турбины.

Как показали исследования ВТИ и ВЭИ, эффективность работы *БОМ* может быть повышена, если в качестве измеряемого параметра выбрать не электрическую, а механическую (производимую) мощность турбины $N_т = N_э + J\omega\, d\omega / dt$, где J — момент инерции валопровода; ω — угловая скорость.

В *БОМ* имеются устройство запоминания доаварийной мощности и динамическая коррекция для улучшения устойчивости замкнутого контура регулирования мощности, осуществляемого *БОМ*, и повышения качества переходных процессов регулирования.

При наличии сигнала на выходе *БОМ* подается воздействие не только на *ЭГП*, но и на двигатель *МУТ* для снижения мощности, так что через некоторое время выходной сигнал *БОМ* уменьшается до нуля.

Как было показано в § 12.2, одним из наиболее эффективных способов обеспечения динамической устойчивости энергосистем является кратковременная импульсная разгрузка турбин. По сигналу противоаварийной автоматики блоком *аварийной импульсной разгрузки АИР* подается импульс такой же формы, как и импульс *РФ*. В блоке *АИР* предусмотрена возможность изменения амплитуды импульса, его длительности и постоянной времени затухания.

На рис. 12.24 приведена импульсная характеристика турбины К-800-240-3 при подаче на *ЭГП* сигнала с максимально возможной амплитудой, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью 0,1 с.

Суммирование сигналов от рассмотренных функциональных блоков, образующих так называемую *электроприставку* (*ЭП*), осуществляется выходным усилителем, воздействующим на *ЭГП*. В нормальных эксплуатационных режимах сигнал на

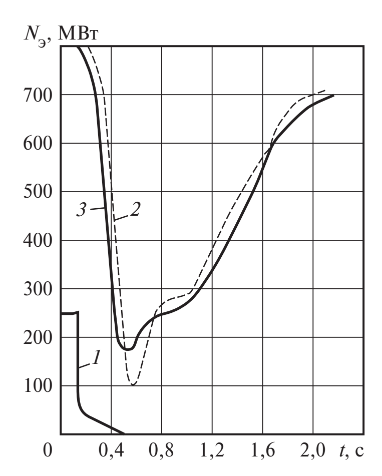


Рис. 12.24. Импульсная характеристика турбины К-800-240-3:

1 — сигнал на входе *ЭГП*; *2* — мощность генератора; *3* — мощность турбины

входе *ЭГП* близок к нулю, что обеспечивает введение и выведение электроприставки из работы или отключение какого-либо блока без скачка нагрузки турбины.

В ЭЧСР помимо электроприставки входит *регулятор мощности турбины РМТ*, воздействующий на ГЧСР через двигатель *МУТ* таким образом, чтобы обеспечить регулирование мощности турбины с коррекцией по частоте сети и давлению свежего пара, т.е. выполнение зависимости

$$\Delta N_э - k_f \Delta f + k_p \Delta p_0 = 0, \qquad (12.12)$$

где $\Delta N_э$, Δf, Δp_0 — отклонения от заданных значений соответственно электрической мощности, частоты сети и давления свежего пара; k_f, k_p — коэффициенты пропорциональности.

В пусковых режимах *РМТ* обеспечивает регулирование частоты вращения турбины. Сигнал задания $n^{зд}$ формируется автоматом пуска или эксплуатационным персоналом энергоблока. После синхронизации управление турбиной переключается на контур регулирования мощности, замкнутый по электрической мощности генератора $N_э$ и осуществляющий нагружение турбины в соответствии с принятой программой пуска.

В нормальных эксплуатационных режимах задание *РМТ* поступает из системы автоматического регулирования частоты и мощности (АРЧМ) энергоблока через *ограничитель темпа задания* (ОТЗ). Последний определяет скорость отработки сигнала задания с учетом возможностей котла, турбины и вспомогательного оборудования.

В *канале коррекции по частоте*, обеспечивающем регулирование частоты вращения турбины с заданной статической характеристикой, можно ввести зону нечувствительности, а также изменить степень неравномерности регулирования.

При работе турбины со скользящим начальным давлением в качестве корректирующего выбирается наибольший из двух сигналов $k_p \Delta p_0$ и $k_H \Delta H$, где H — эквивалентное открытие регулирующих клапанов турбины.

Выходным устройством *РМТ* является *импульсный преобразователь*, в котором формируется последовательность импульсов, управляющих двигателем *МУТ*. В состав *РМТ* входит также *защитный регулятор минимального давления*, который работает в «стерегущем режиме» и вступает в работу при падении давления свежего пара ниже $0{,}9 p_0^{ном}$.

Более подробно функции регулятора мощности турбины рассмотрены в § 12.5.

12.4.3. Гидравлическая часть системы регулирования

Перемещение регулирующих клапанов турбины осуществляется по сумме воздействий, большинство которых формируется в ЭЧСР. Однако в гидравлической части системы регулирования, представленной на рис. 12.25, сохранен механический датчик частоты вращения, обеспечивающий высокую надежность противоразгонной защиты турбины при сбросах нагрузки в условиях временного отключения ЭЧСР,

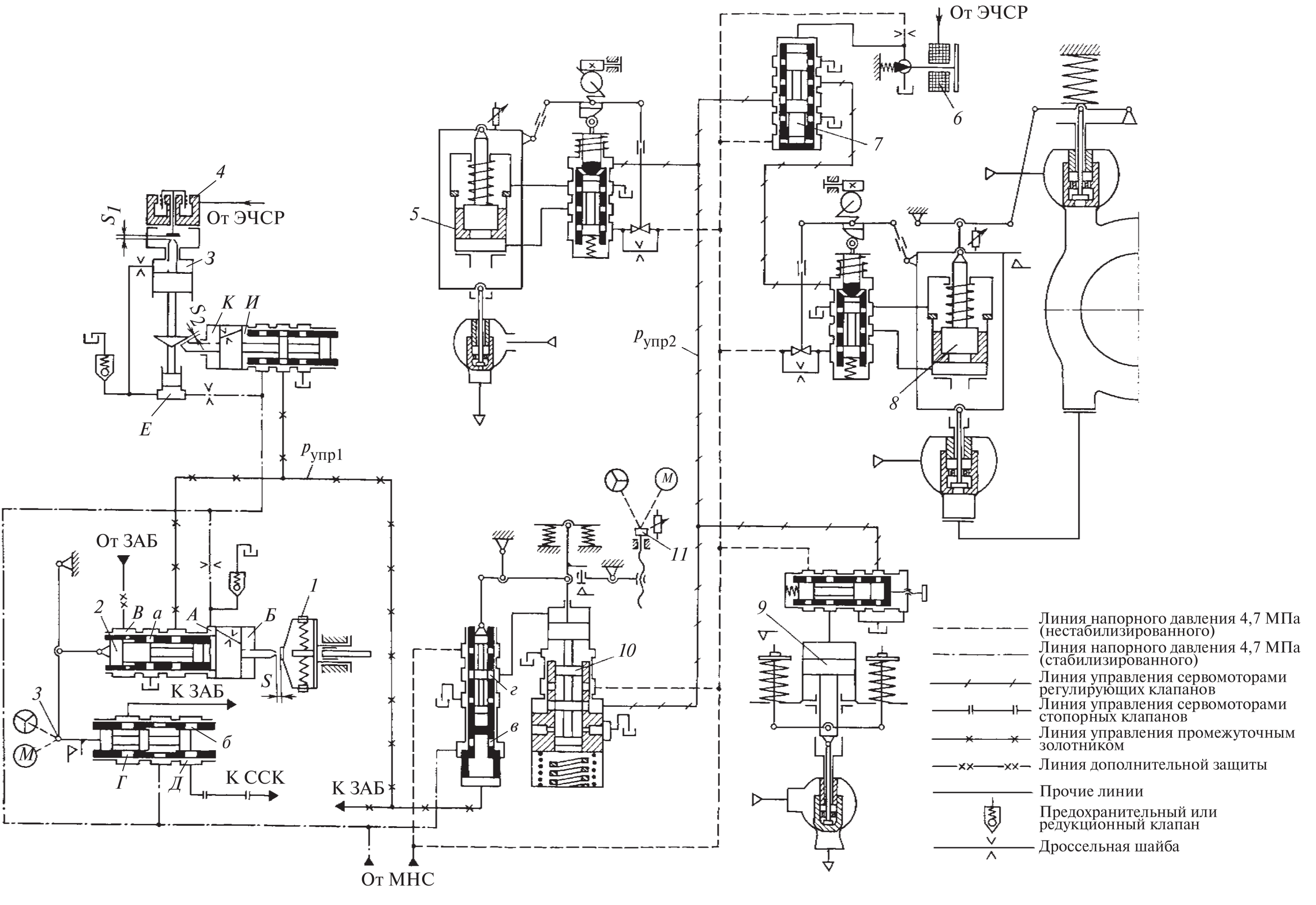


Рис. 12.25. Гидравлическая часть системы регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — блок золотников регулятора частоты вращения; *3* — МУТ; *4* — ЭГП; *5* — сервомотор РК ЦВД; *6* — электромагнитный выключатель; *7* — золотник электромагнитного выключателя; *8* — сервомотор РК ЦСД; *9* — сервомотор сбросного клапана; *10* — промежуточный золотник; *11* — механический ограничитель мощности; *МНС* — маслонапорная станция

хотя и с ухудшенными динамическими характеристиками регулирования частоты вращения.

В качестве механического датчика частоты вращения ротора турбины в ГЧСР применен бесшарнирный *регулятор частоты вращения* (РЧВ) центробежного типа.

Регулятор частоты вращения с помощью следящей системы воздействует на блок золотников РЧВ (ЗРЧВ), который в свою очередь управляет промежуточным золотником.

Передача воздействий от регулятора частоты вращения на блок ЗРЧВ осуществляется гидравлически с помощью следящего сервомотора, выполненного в виде дифференциального поршня, к обоим торцам которого в камеры *А* и *Б* подводится рабочая жидкость (огнестойкое масло).

В камеру *А* масло поступает из напорной линии через дроссельную шайбу, за которой редукционным клапаном поддерживается постоянное давление, чтобы устранить влияние колебаний напорного давления на положение следящего сервомотора. Из камеры *А* через дроссельное отверстие в поршне сервомотора масло поступает в камеру *Б*, откуда сливается через кольцевое сечение зазора *S* между соплом следящего сервомотора и отбойной пластиной РЧВ. При перемещении пластины следящий сервомотор будет следовать за ней, сохраняя зазор *S*, чтобы выполнялось условие равновесия сервомотора.

Как одно целое с поршнем сервомотора выполнена букса, внутри которой находится золотник. Их взаимное положение определяет открытие окон *а* из проточной линии управления промежуточным золотником с давлением $p_{упр1}$. С ростом частоты вращения следящий сервомотор смещается вправо относительно неподвижного золотника, открытие сливных окон *а* увеличивается и давление $p_{упр1}$ падает. Это вызывает смещение промежуточного золотника в сторону закрытия регулирующих клапанов.

В блоке ЗРЧВ осуществлена также *дополнительная защита турбины от разгона*. Она дублирует действие центробежного автомата безопасности и срабатывает при повышении частоты вращения до $(1{,}14\ldots1{,}16)n_0$. При этой частоте вращения следящий сервомотор смещается вслед за отбойной пластиной РЧВ вправо настолько, что открывается слив из линии дополнительной защиты (камера *В*), вызывая срабатывание золотников автомата безопасности (см. § 16.2).

Блок ЗРЧВ выполняет, кроме того, функции *механизма управления турбиной*. Для изменения частоты вращения на холостом ходу при синхронизации или нагрузки при работе турбины в энергосистеме вручную с помощью маховика или дистанционно с помощью реверсивного электродвигателя воздействуют на золотник управления МУТ, смещение которого через вертикальный рычаг передается золотнику РЧВ, изменяющему давление $p_{упр1}$.

Золотником управления осуществляются также взведение, зарядка золотников автомата безопасности (ЗАБ) и управление стопорными клапанами ЦВД и ЦСД. На остановленной турбине, когда следящий сервомотор, а также золотники РЧВ и управления находятся в крайних левых положениях, окна *а* открыты, а окна *б* соединены со сливом. В этом случае ЗАБ взведены, а стопорные и регулирующие клапаны закрыты.

При смещении золотника управления вправо сначала масло из напорной линии поступает в камеру *Г* и оттуда — к ЗАБ, которые теперь могут срабатывать. При дальнейшем смещении золотника вправо окна *б* соединяются с напорной линией и в камере *Д* повышается давление, управляющее сервомоторами стопорных клапанов ЦВД и ЦСД.

В диапазоне хода золотника управления, где происходят зарядка ЗАБ и открытие стопорных клапанов, сечение сливных окон *а* все еще настолько велико, что давле-

ние $p_{\text{упр}1}$ остается недостаточным для перемещения промежуточного золотника. При дополнительном смещении золотника вправо давление $p_{\text{упр}1}$ возрастает до такого уровня, что в результате его воздействия на промежуточный золотник начинают открываться регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД.

При дистанционном управлении электродвигатель МУТ может перемещать золотник управления как с обычной скоростью, позволяющей во время эксплуатации изменить нагрузку турбины от нуля до номинальной примерно за 40 с, так и со скоростью в несколько раз большей, используемой при взведении и зарядке ЗАБ.

Воздействия от блока ЗРЧВ, т.е. от механического РЧВ или МУТ, и от ЭГП суммируются в общей проточной импульсной линии и передаются через нее на *промежуточный золотник*, представляющий собой сервомоторное устройство с тремя ступенями усиления. Масло в импульсную линию подводится из напорной через окна *в* в подвижной буксе промежуточного золотника и сливается через управляющие окна в блоке ЗРЧВ или ЭГП.

Значение давления в импульсной линии $p_{\text{упр}1}$ на установившихся режимах определяется соотношением площадей нижней торцевой и кольцевой поверхностей сервомотора подвижной буксы (первая ступень усиления в промежуточном золотнике) и составляет примерно $0{,}5p_0$. При увеличении расхода через ЗРЧВ или ЭГП перепад давлений на окнах *в* возрастает и давление $p_{\text{упр}1}$ несколько снижается. Подвижная букса под действием напорного давления на кольцевую поверхность смещается вниз, восстанавливая исходное постоянное значение давления $p_{\text{упр}1}$ увеличением подвода масла через окна *в*.

При движении вниз букса открывает окна *г* и соединяет со сливом полость над поршнем сервомотора второй ступени усиления. Давление над поршнем падает, под действием пружин он идет вверх и через рычаг обратной связи перемещает вниз свой отсечной золотник вслед за подвижной буксой. При этом отсечные кромки золотника снова становятся в «среднее» положение относительно окон *г* в буксе и движение поршня прекращается.

Как одно целое с поршнем выполнен отсечной золотник одностороннего сервомотора третьей ступени усиления, нагруженного сверху давлением $p_{\text{упр}2}$ во второй (непроточной) импульсной линии, управляющей сервомоторами регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. При движении отсечного золотника вверх полость над поршнем сервомотора соединяется со сливом, давление $p_{\text{упр}2}$ в ней падает и поршень сервомотора идет вверх вслед за золотником до тех пор, пока не восстановится их взаимное «среднее» положение.

После окончания переходного процесса регулирования устанавливается новый равновесный режим, при котором новому, большему, расходу масла через блок ЗРЧВ или ЭГП соответствует меньшее значение давления $p_{\text{упр}2}$.

При высоком положении поршня сервомотора последней ступени усиления в промежуточном золотнике, что соответствует малым нагрузкам турбины (примерно до $0{,}15N_{\text{э.ном}}$), работает только внешняя его пружина. В зоне больших нагрузок в дополнение к внешней включается внутренняя пружина, что приводит к увеличению изменения давления $p_{\text{упр}2}$ при том же перемещении поршня сервомотора и, как это видно из статической характеристики регулирования (рис. 12.26), к уменьшению примерно в 2,5 раза местной неравномерности регулирования частоты вращения в этом диапазоне нагрузок. Повышенная местная неравномерность при малых нагрузках облегчает синхронизацию турбогенератора, обеспечивает более устойчивую работу при прогреве турбины и повышает запас устойчивости САР на квазистатических режимах после сброса

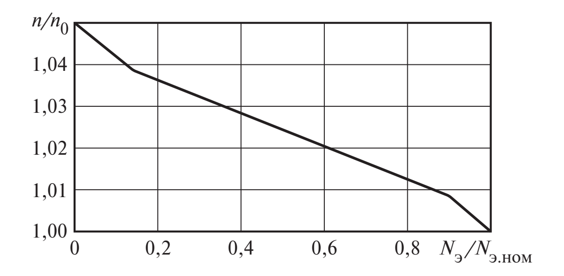


Рис. 12.26. Статическая характеристика регулирования

нагрузки, когда давление пара в промежуточном перегревателе еще не успело существенно снизиться.

С промежуточным золотником конструктивно объединен *механический ограничитель мощности* (МОМ), предназначенный для заранее вводимого длительного ограничения мощности турбины. Он представляет собой подвижный упор, препятствующий движению поршня сервомотора второй ступени усиления вниз, т.е. в сторону открытия регулирующих клапанов, но не препятствует движению его вверх — в сторону закрытия клапанов. Упор расположен на подвижном рычаге, с помощью которого он может перемещаться воздействием вручную на маховик или дистанционно с *блочного щита управления* (БЩУ) на реверсивный электродвигатель. Как только мощность турбины повысится почти до уровня ее ограничения, конечный выключатель подает сигнал «убавить» на БЩУ.

Длительная, не вызванная необходимостью, работа турбины на ограничителе мощности запрещается Правилами технической эксплуатации, так как при этом турбина не участвует в регулировании частоты сети и возникают условия для роста застойной нечувствительности системы регулирования из-за неподвижного положения ее золотников.

Как уже отмечалось, все *сервомоторы регулирующих клапанов* ЦВД и ЦСД управляются одним общим давлением $p_{упр2}$ во второй импульсной линии, идущей от промежуточного золотника. Сервомоторы выполнены односторонними с телескопическими поршнями и с кулачковой обратной связью на отсечные золотники (см. рис. 3.27).

В полость под поршнем сервомотора масло поступает или из нее сливается через окна в подвижной буксе отсечного золотника, на верхний торец которого действует управляющее давление $p_{упр2}$. Возникающая при этом сила направлена вниз и уравновешивается пружиной сжатия.

При повышении давления $p_{упр2}$ золотник смещается вниз, дополнительно сжимая пружину. Масло из напорной линии поступает в полость под поршнем сервомотора. Поршень идет вверх, сжимая пружины, и через рычаги и кулачок обратной связи опускает подвижную буксу, возвращая ее в среднее положение относительно золотника. Сервомотор останавливается в новом положении, соответствующем изменившемуся давлению $p_{упр2}$. Требуемая зависимость открытия каждого клапана от давления $p_{упр2}$ (рис. 12.27) обеспечивается выбором жесткости пружины, ее предвари-

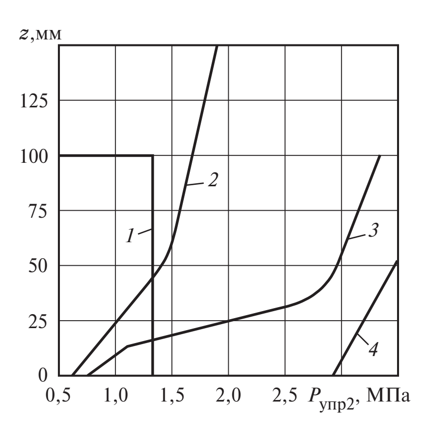


Рис. 12.27. Зависимость хода сервомоторов z от управляющего давления $p_{упр2}$:

1 — сбросной клапан; *2* — регулирующие клапаны ЦСД; *3* — первые три регулирующих клапана ЦВД; *4* — четвертый регулирующий клапан ЦВД

тельного натяга и профиля кулачка обратной связи.

Сервомоторы регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД, за исключением четвертого клапана ЦВД, имеют устройства ручного расхаживания, позволяющие закрыть сервомотор при любом значении давления $p_{упр2}$. Вращение маховика расхаживания передается через червячную передачу эксцентриковому механизму, поворот которого вызывает смещение подвижной буксы относительно золотника.

Как уже отмечалось, быстродействующий ввод воздействий от электрической части системы регулирования в ГЧСР осуществляется через *электрогидравлический преобразователь* (ЭГП), состоящий из электромеханического преобразователя (ЭМП) и золотников.

В ЭГП магнитоэлектрического типа электрический сигнал преобразуется в пропорциональное механическое перемещение подвижной системы ЭМП, которое, в свою очередь, золотниками ЭГП преобразуется в управляющее гидравлическое воздействие на промежуточный золотник.

Магнитная система ЭМП состоит из литого постоянного магнита и магнитопровода из мягкой стали, имеющего кольцевой воздушный зазор, в котором располагается катушка управления подвижной системы ЭМП. При отсутствии тока в катушке подвижная система находится в среднем положении.

Передача воздействий от подвижной системы ЭМП осуществляется гидравлической следящей системой, состоящей из двух дифференциальных сервомоторов и выполненных как одно целое с ними золотников, вертикального проточного и горизонтального отсечного.

Из камеры *Е* (см. рис. 12.25) под вертикальным золотником, куда масло подводится из напорной линии через шайбу диаметром 3,2 мм, оно через шайбу диаметром 1,5 мм поступает в камеру *З* над следящим сервомотором вертикального золотника и затем сливается через кольцевое сечение зазора S_1 между соплом и маслоотбойной пластиной ЭМП. Часть масла из камеры *Е* сливается через редукционный клапан, предназначенный для уменьшения влияния изменений давления в напорной линии на положение вертикального золотника, который, например, при снижении напорного давления смещается вниз из-за уменьшения динамического воздействия струи масла на подвижную систему ЭМП.

Из камеры *И* следящего сервомотора горизонтального золотника, соединенной с напорной линией, масло через шайбу диаметром 2,5 мм поступает в камеру *К* и затем сливается через кольцевое сечение зазора S_2 между угловым соплом сервомотора и конусной частью вертикального золотника. Угол конуса выбран таким, что смещение горизонтального золотника в 3 раза превышает смещение вертикального.

При нулевом токе в катушке управления ЭМП (основной режим работы ЭЧСР) горизонтальный золотник ЭГП находится в отсечном положении и воздействие от ЭГП на ГЧСР отсутствует, чем достигается экономия масла в статических режимах.

При возникновении сигнала в ЭЧСР в управляющую катушку ЭМП подается сигнал постоянного тока определенной полярности. Взаимодействие магнитных полей постоянного магнита и катушки управления приводит к смещению подвижной системы ЭМП в ту или иную сторону. За этими перемещениями, сохраняя зазор S_1, следит вертикальный золотник, а за ним — горизонтальный золотник, сохраняя зазор S_2. Управляющий заплечик горизонтального золотника соединяет проточную линию от промежуточного золотника либо с напорной линией, либо со сливом, что вызывает изменение давления $p_{упр1}$ и соответствующее смещение промежуточного золотника.

12.5. ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОПРОЦЕССОРОВ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Основное направление совершенствования систем регулирования мощных паровых турбин связано с переходом к цифровому регулированию на базе микропроцессорной техники. Отказ от жесткой структуры системы регулирования расширяет возможности учета специфических особенностей отдельных энергоблоков, облегчает решение задач оптимального управления, комплексной автоматизации блоков и диагностики.

В качестве примера рассмотрим входящую в состав электрогидравлических систем регулирования паровых турбин большой мощности ЛМЗ ЭЧСР третьего поколения, включающую в себя в качестве основной части микроЭВМ (ЭЧСР-М).

ЭЧСР-М выполнена в соответствии с типовой схемой системы *автоматического регулирования частоты и мощности* энергоблоков с прямоточными котлами (рис. 12.28), задачей которой является поддержание заданных значений двух регулируемых величин — мощности турбогенератора и давления свежего пара перед турбиной [режим постоянного начального давления (ПД)] или положения регулирующих клапанов турбины [при работе в режиме скользящего начального давления (СД)]. Являясь одним из устройств АРЧМ энергоблока, ЭЧСР-М предназначена для управления турбиной на всех режимах ее работы — пусковых, нормальных эксплуатационных и аварийных. Она также согласована с системой противоаварийной автоматики энергосистемы.

Основными элементами блочной части системы АРЧМ являются:

- *котельный регулятор* (КР), который выполнен как ПИ-регулятор мощности $N_э$ и воздействует на подчиненный ему главный регулятор нагрузки котла (у прямоточных газомазутных котлов — регулятор топлива, у прямоточных пылеугольных котлов — регулятор питания);
- *турбинный регулятор* (ТР), представляющий собой ПИ-регулятор мощности

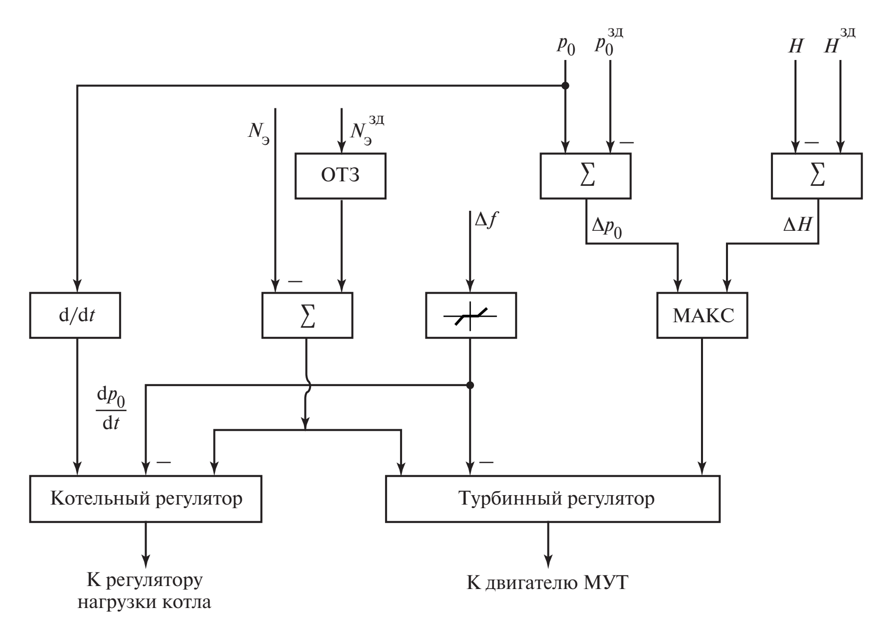


Рис. 12.28. Типовая схема системы АРЧМ энергоблоков с прямоточными котлами

и давления свежего пара или положения регулирующих клапанов и воздействующий на МУТ;

- *ограничитель темпа задания*, устанавливающий заданное значение мощности блока в соответствии с энергосистемными требованиями и термическими напряжениями в элементах турбины.

На котельный регулятор подаются сигналы: по отклонениям фактической активной мощности турбогенератора $\Delta N_э = N_э^{зд} - N_э$, частоты в энергосистеме Δf и по скорости изменения давления свежего пара перед турбиной dp_0/dt.

Скоростной сигнал по dp_0/dt, формируемый дифференциатором с передаточной функцией $W_д$, компенсирует влияние перемещения регулирующих клапанов турбины на сигнал $\Delta N_э + W_д \Delta p_0$, воспринимаемый КР. Как следует из показанных на рис. 12.29 кривых переходных процессов изменения мощности и давления свежего пара при возмущении регулирующими клапанами турбины, суммарный сигнал $\Delta N_э + W_д \Delta p_0$ при определенной настройке дифференциатора может быть равным нулю на протяжении всего переходного процесса. Этим эффективно нейтрализуется неблагоприятная взаимосвязь через объект регулирования между регуляторами мощности и давления свежего пара и обеспечивается независимость котельного регулятора от настроек и структуры турбинного. Благодаря этому не требуется перестраивать КР при переходе от режима работы с постоянным давлением свежего пара к режиму скользящего давления, а также при отключении ТР. Ввод сигнала по dp_0/dt повышает быстродействие котельного регулятора.

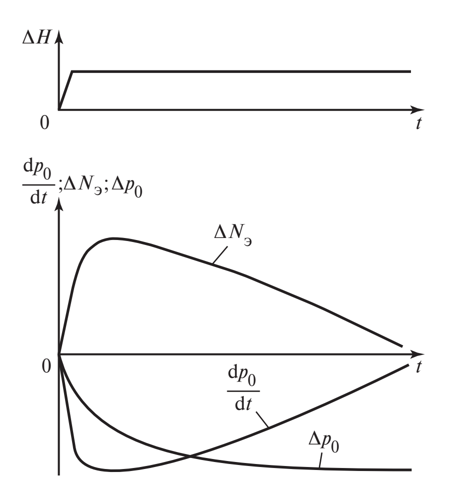


Рис. 12.29. Кривые переходных процессов изменения мощности и давления свежего пара при возмущении регулирующими клапанами турбины

На турбинный регулятор подаются сигналы: небаланса между фактическими и заданными значениями активной мощности $\Delta N_э = N_э^{зд} - N_э$ и давления свежего пара $\Delta p_0 = p_0 - p_0^{зд}$ или положения регулирующих клапанов турбины $\Delta H = H^{зд} - H$, а также отклонения частоты в энергосистеме $\Delta f = f - f^{зд}$. Сигналы ΔH и Δp_0 формируются сумматорами и поступают к регулятору через выделитель максимума МАКС. Как следует из рис. 12.30, в диапазоне больших нагрузок, соответствующих режиму ПД, максимальным является сигнал Δp_0, который и подается к регулятору, поддерживающему заданное (номинальное) давление свежего пара. При нагрузках, соответствующих режиму СД, максимальным становится сигнал ΔH и регулятор поддерживает заданное положение регулирующих клапанов турбины.

В рассматриваемой типовой схеме системы АРЧМ ТЭС котельный регулятор управляет мощностью блока с коррекцией по частоте, причем выполняется зависимость

$$\Delta N_э - k_f \Delta f = 0, \qquad (12.13)$$

а турбинный регулятор обеспечивает в статике постоянство давления свежего пара или положения регулирующих клапанов

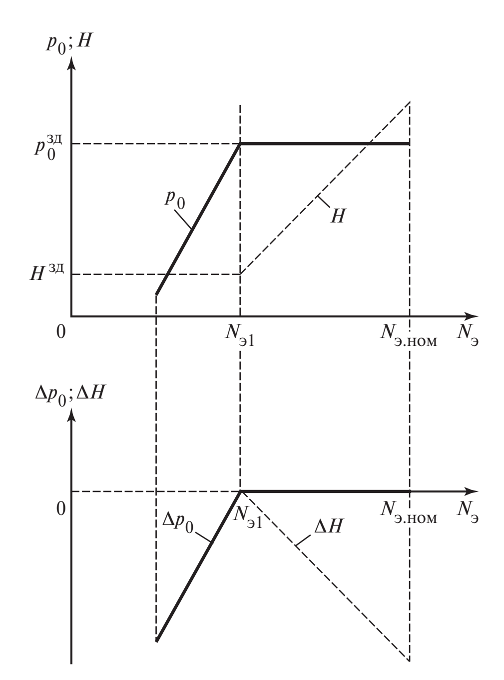


Рис. 12.30. Формирование сигналов Δp_0 или ΔH

турбины, управляя нагрузкой турбины по закону

$$\Delta N_э + \text{макс}[k_p \Delta p_0;\ k_H \Delta H] - k_f \Delta f = 0. \quad (12.14)$$

Сигнал рассогласования мощности с коррекцией по частоте $\Delta N_э - k_f \Delta f$, подводимый к турбинному регулятору, является форсирующим. При изменении заданного значения мощности или частоты сети этот сигнал временно изменяет задание по давлению свежего пара (или по положению регулирующих клапанов турбины), что дает возможность лучше использовать аккумулирующую способность котла и ускорить изменение мощности на начальном участке переходного процесса. Таким образом, в координированной схеме системы АРЧМ менее инерционный турбинный регулятор, воспринимающий сигналы по мощности и давлению свежего пара, быстро устраняет в динамике основную долю небаланса между заданной и фактической мощностями, а котельный регулятор полностью устраняет этот небаланс в статике.

Уставка задания мощности энергоблока может иметь три составляющие:

- *плановую* $N_{пл}^{зд}$, задаваемую оператором энергоблока в соответствии с суточным графиком нагрузки с учетом состояния оборудования и используемого топлива;
- *неплановую* $N_{нпл}^{зд}$, задаваемую вторичными (энергосистемными) регуляторами частоты и межсистемных перетоков активной мощности;
- *экономическую* $N_{эк}^{зд}$, задаваемую общестанционными устройствами экономичного распределения нагрузки, если они имеются.

Скорость изменения задания мощности ограничивается термическими напряжениями в деталях турбины, определяющими надежность и безаварийность оборудования в течение расчетного срока службы. Допустимые скорости изменения нагрузки для плановой и неплановой составляющих принимаются различными. Это обусловлено тем, что плановые изменения мощности для покрытия неравномерности суточного графика связаны с малоцикловым режимом (2 — 4 цикла в сутки) и бóльшими допускаемыми термическими напряжениями. Для неплановых изменений нагрузки (20 — 30 циклов в сутки) эти напряжения допускаются существенно меньшими.

Допустимые скорость изменения мощности и скачок нагрузки, принимаемый без ограничения, устанавливает реализованный в составе ЭЧСР-М *ограничитель темпа задания* (ОТЗ), контролирующий термонапряженное состояние турбины. Упрощенной моделью прогрева ротора, определяющей текущее значение термических напряжений в зависимости от изменения заданий мощности и давления свежего пара, является реальное дифференцирующее звено с передаточной функцией $W(p) = Tp/(1 + Tp)$ и постоянной времени $T \approx 25$ мин.

Если скорость изменения сигнала задания превышает допустимое значение или исчерпывается регулировочный диапазон энергоблока, дальнейшее изменение мощности в эту сторону блокируется.

Сигнал задания мощности в послеаварийном режиме $N_{\text{ПА}}^{\text{зд}}$ при действии противоаварийной автоматики пропускается ОТЗ без замедления скорости изменения нагрузки.

Функции турбинного регулятора в системе АРЧМ выполняет *медленнодействующий контур управления* (МКУ) ЭЧСР-М, функциональная схема которого представлена на рис. 12.31.

Медленнодействующий контур управления ЭЧСР-М может функционировать в одном из трех автоматических режимов, устанавливаемых оператором с помощью переключателя на блочном щите управления:

- режиме управления регулирующими клапанами турбины в процессе ее автоматического пуска и останова;
- режиме регулирования мощности и давления свежего пара или положения регулирующих клапанов;
- режиме ограничения снижения давления свежего пара.

Автоматический пуск может быть осуществлен из любого теплового состояния в соответствии с принятой технологией пуска, включающей в себя:

- толчок ротора турбины;
- разворот ротора до номинальной частоты вращения;
- синхронизацию и включение турбогенератора в сеть;
- взятие начальной нагрузки;
- поддержание пускового положения регулирующих клапанов или давления свежего пара.

Взвод стопорных клапанов турбины осуществляется при дистанционном управлении двигателем МУТ, работающим при этом на «большой» скорости.

Разворот турбины до номинальной частоты вращения и синхронизация обеспечиваются контуром регулирования частоты

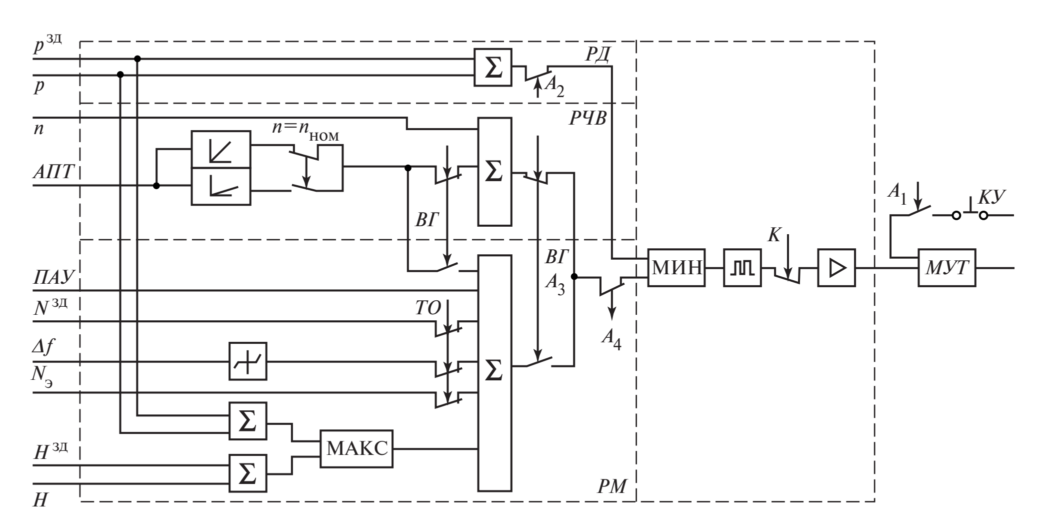


Рис. 12.31. Схема медленнодействующего контура управления ЭЧСР-М:

РД — канал регулирования давления свежего пара; *РЧВ* — канал регулирования частоты вращения при пуске; *РМ* — канал регулирования мощности; *АПТ* — сигнал автомата пуска; *ПАУ* — сигнал канала послеаварийного управления; *ВГ* — сигнал отключения выключателя генератора; *ТО* — технологические ограничения; A_1—A_4 — контакты переключателя выбора режима; *К* — контакты защиты ЭЧСР; *МУТ* — электродвигатель механизма управления турбиной; *КУ* — ключ ручного управления турбиной

вращения, на интегрирующий вход которого подаются дискретные команды автомата пуска турбины и автосинхронизатора.

Если в процессе разворота турбины, например при прохождении зоны критических частот вращения, вибрация и изгиб вала превышают допустимые пределы, частота вращения снижается до толчковых оборотов. ЭЧСР-М обеспечивает ускоренное прохождение зоны критических частот вращения ротора.

После включения генератора в сеть управление турбиной переключается с контура регулирования частоты вращения на контур регулирования мощности. Нагружение турбогенератора при пуске энергоблоков ТЭС осуществляется котлом. Контур регулирования мощности турбины поддерживает при этом положение регулирующих клапанов или номинальное давление свежего пара.

Как уже отмечалось, при работе блока в нормальных эксплуатационных режимах МКУ ЭЧСР-М управляет нагрузкой турбины по закону, который при малых отклонениях от установившегося режима может быть записан в виде:

на режиме ПД

$$\Delta N_э + k_p \Delta p_0 - k_f \Delta f = 0,$$

на режиме СД

$$\Delta N_э + \text{макс}[k_p \Delta p_0;\ k_H \Delta H] - k_f \Delta f = 0.$$

Сигнал коррекции по частоте $k_f \Delta f$ обеспечивает участие энергоблока в первичном регулировании частоты сети. Для исключения частых колебаний нагрузки при малых отклонениях частоты вводится зона нечувствительности, которая может меняться в широких пределах, задаваемых раздельно в сторону повышения и понижения частоты. Коэффициент передачи k_f определяет степень неравномерности регулирования, выставляемую в пределах 0,02—0,08. При аварии в энергосистеме действие частотного корректора на увеличение нагрузки турбины блокируется.

При снижении давления свежего пара ниже допустимого, принимаемого $0{,}9p_{0\,ном}$, включается защитный контур регулирования минимального давления, находившийся в стерегущем режиме. Этот контур подключен к двигателю МУТ через аналоговый выделитель минимума двух сигналов, из которых проходит тот, который требует меньшего открытия регулирующих клапанов турбины.

При неисправности котельного регулятора мощности и некоторых видах технологических ограничений в турбинном регуляторе отключаются воздействия по отклонениям фактической мощности и частоты в энергосистеме, и он переходит в режим изодромного регулирования давления свежего пара или заданного положения регулирующих клапанов.

Медленнодействующий контур управления совместно с двигателем МУТ обеспечивает ПИ-закон регулирования мощности и давления свежего пара. Преобразование выходного сигнала в импульсное управляющее воздействие на двигатель МУТ осуществляется широтно-импульсным модулятором (ШИМ).

Характеристики отдельных каналов *быстродействующего контура управления* (БКУ) ЭЧСВ-М, функциональная схема которого показана на рис. 12.32, в основном соответствуют характеристикам аналогичных каналов электроприставки ЭЧСР турбины К-800-240-3, подробно рассмотренных в § 12.4.

Применение микроЭВМ значительно расширило функциональные возможности ЭЧСР-М. В частности, введен канал эксплуатационного контроля прогрева роторов ЦВД и ЦСД на основе математического моделирования процесса распространения теплоты в роторах, исходя из информации о параметрах пара, поступающего в турбину. Наряду с показателями температурного и термонапряженного состояния роторов определяется диапазон допустимых изменений нагрузки турбины, которые

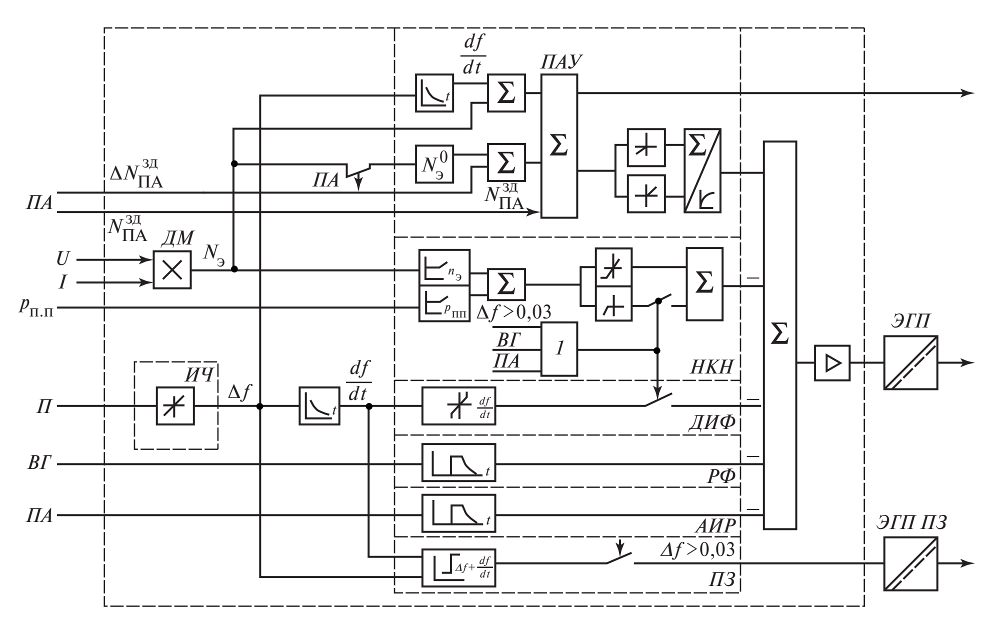


Рис. 12.32. Схема быстродействующего контура управления ЭЧСР-М:

ПЗ — канал предварительной защиты; *АИР* — канал аварийной импульсной разгрузки; *РФ* — канал релейной форсировки; *ДИФ* — канал дифференциатора; *НКН* — канал коррекции начальной неравномерности; *ПАУ* — канал послеаварийного управления мощностью; *ВГ* — сигнал отключения выключателя генератора; *ПА* — сигнал противоаварийной автоматики; *ДМ* — датчик мощности; *ИЧ* — преобразователь частоты вращения ротора; $N_э^0$ — исходная мощность в предаварийном режиме; $N_{ПА}^{зд}$ — мощность в послеаварийном режиме, заданная противоаварийной автоматикой; I — ток статора генератора; U — напряжение генератора

могут быть реализованы без ограничения скорости переходных процессов.

В ЭЧСР-М предусмотрены каналы диагностики, предназначенные для выявления и регистрации информации, свидетельствующей о неисправностях как самой системы регулирования, так и основного оборудования. В основу принципа диагностики, предложенного ЛМЗ, положено сравнение входных и выходных сигналов элементов с учетом их динамических характеристик.

В состав ЭЧСР-М входят: вычислительный комплекс, устройства преобразования входной и выходной информации, устройства контроля, индикации и управления, система питания и др.

Для повышения надежности ЭЧСР-М выполнена с программной и аппаратной избыточностью. Программная избыточность определяется наличием тестовых и диагностических программ, а аппаратная — резервированием элементов системы. Так, принят двухмашинный вариант, в котором одна микроЭВМ находится в работе, а вторая — в «горячем» резерве, выполняя полный объем программ формирования управляющих воздействий. МикроЭВМ связаны между собой двунаправленной шиной данных, позволяющей контролировать и координировать вычислительный процесс.

12.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ

Наряду с регулированием блока на нормальных эксплуатационных режимах и защитой его в аварийных ситуациях большое значение имеет рациональное управление им на переменных режимах, в первую очередь при пусках. В процессе пуска

блока необходимо управлять большим числом параметров в самом широком диапазоне (от предпускового до номинального) и дискретно изменять состояние многих объектов. При ручном неавтоматизированном пуске блока возможные ошибки оператора замедляют пуск, а иногда вызывают аварийное отключение блока и даже выход оборудования из строя. Неизбежные отклонения от графиков пусков сопровождаются повышением пусковых напряжений и ведут к ускоренному исчерпанию ресурса наиболее термонапряженных элементов оборудования по условиям малоцикловой термоусталостной прочности.

Технико-экономическая эффективность автоматизации пусков энергоблоков в основном определяется:

- возрастанием экономичности вследствие достигаемых при ускорении пуска сокращении непроизводительных потерь теплоты и дополнительной выработки электрической энергии;
- повышением надежности работы оборудования и предотвращением его повреждения.

Автоматизацию пуска турбины рассмотрим на примере автоматизированной системы управления турбины К-800-240-5, которая является частью комплексной АСУ ТП энергоблоков мощностью 800 МВт [2].

Децентрализованная АСУ ТП энергоблока построена по функционально-групповому принципу. Все оборудование блока разделено на функциональные группы (ФГ), включающие в себя механизмы, арматуру, приборы контроля, сигнализации, регулирования и защиты, в совокупности решающие определенную технологическую задачу с относительно автономным алгоритмом управления. Автоматика ФГ не может управлять оборудованием другой группы, но может получать информацию из любой группы. Функционально-групповое управление позволяет отказаться от индивидуального воздействия на отдельные исполнительные органы, заменив его воздействием на их локальные группы. Децентрализация существенно повышает надежность системы управления энергоблока в целом, так как он сохраняет управляемость и при отказе автоматики отдельных ФГ, которая до устранения неисправностей может дублироваться персоналом.

Так как к АСУ ФГ «Турбина» условно отнесен и турбинный регулятор, входящий в состав ЭЧСР-М, она является всережимной, обеспечивая участие энергоблока в регулировании частоты и мощности энергосистемы. Однако одна из основных функций АСУ турбины — автоматизация управления пуском.

Высший уровень в АСУ ТП энергоблока, построенной по иерархическому принципу, занимает общеблочное координирующее устройство. В первых АСУ отечественных энергоблоков оно не применялось. В этом случае координация работы функциональных групп достигалась на основе взаимного обмена информацией между ними. Так как скорость изменения основных параметров пуска блока (мощности, давления и температуры свежего пара, температуры вторичного перегрева пара) лимитируется в основном температурным состоянием турбины как наиболее термонапряженного элемента энергоблока, то именно турбина определяет характер и темп его нагружения. По этой причине АСУ турбины формирует соответствующие пусковые программы, которые реализуются автоматикой функциональных групп котла.

АСУ турбины управляет органами парораспределения ЦВД и ЦСД с помощью ЭЧСР-М через МУТ и ЭГП. При пуске возможно также непосредственное воздействие на МУТ устройств дискретного управления АСУ.

На рис. 12.33 дана упрощенная блок-схема отработанной в ходе режимных испытаний последовательности выполнения технологических операций по пуску турбины при автоматизированном пуске блока.

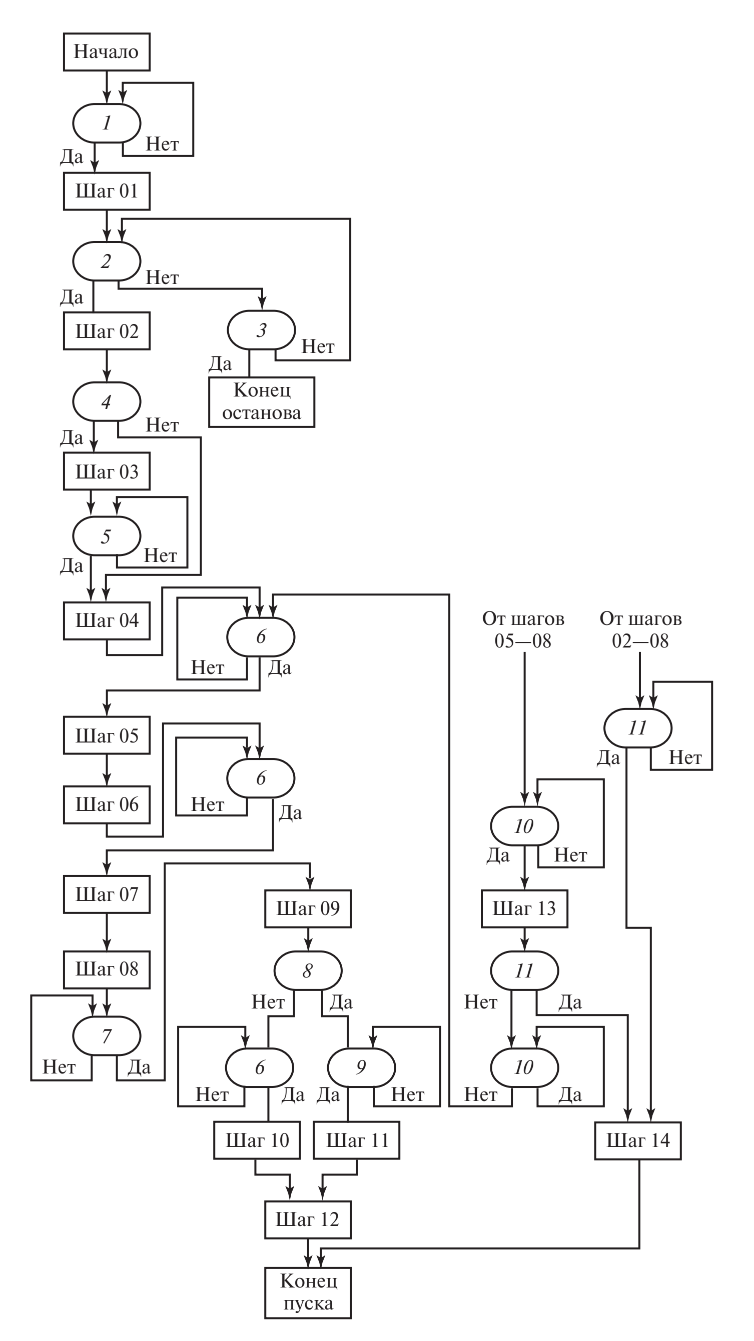


Рис. 12.33. Упрощенная блок-схема последовательности выполнения шагов алгоритма управления АСУ ФГ «Турбина К-800-240-5»:

1 — есть ли команда на выполнение алгоритма; *2* — задана ли программа «Пуск»; *3* — задана ли программа «Останов»; *4* — требуется ли прогрев паропроводов горячих ниток промперегрева (ППГ); *5* — завершен ли прогрев ППГ; *6* — есть ли разрешение оператора; *7* — включен ли генератор в сеть; *8* — идет ли пуск из холодного состояния; *9* — есть ли условия и разрешение оператора для перехода на унифицированную технологию; *10* — есть ли условия предаварийной ситуации I рода; *11* — есть ли условия предаварийной ситуации II рода

Автоматизированная система управления турбины вступает в работу на этапе предпускового прогрева главных паропроводов. Турбина приводится в состояние предпусковой готовности (шаг 01). Автоматика ФГ «Дренажи турбины» обеспечивает дренирование паропроводов свежего пара, пускосбросного устройства (ПСБУ) и стопорного клапана ЦВД. Открываются стопорные клапаны (шаг 02). Регулирующие клапаны ЦВД остаются закрытыми.

Система промежуточного перегрева прогревается свежим паром, направляемым через ПСБУ собственных нужд (ПСБУ-СН). При пуске из холодного состояния одновременно прогревается и ЦВД паром, поступающим из паропроводов промперегрева. Небольшим открытием стопорных клапанов ЦСД прогреваются его перепускные трубы (шаг 03). При пусках из холодного состояния система промперегрева прогревается до температуры насыщения (около 180 °С), ЦВД — до 150—160 °С, перепускные трубы ЦСД — до 120—150 °С. Цилиндр среднего давления прогревается только паром, поступающим на его уплотнения.

После окончания предпускового прогрева система промежуточного перегрева обеспаривается (шаг 04). Включением пусковых впрысков на главных паропроводах температура свежего пара снижается до значения, при котором осуществляется «толчок» турбины. При пусках из холодного состояния она составляет 320—340 °С, а при пусках из неостывшего состояния — на 80—100 °С выше температуры металла паровпуска ЦВД. При большей «толчковой» температуре свежего пара разность температур пара и металла стопорных клапанов ЦВД превысит допустимое значение, принятое равным 150 °С.

Подача пара в турбину, толчок ротора, выход на частоту вращения 1000 мин$^{-1}$ (шаг 05) и последующий разворот турбины до холостого хода осуществляются с помощью регулирующих клапанов ЦВД по командам задатчика частоты вращения ЭЧСР-М. Скорость повышения задания принята единой при пусках из всех тепловых состояний и постоянной во всем диапазоне изменения частоты вращения.

При частоте вращения 800—1000 мин$^{-1}$ предусмотрена выдержка (шаг 06), продолжительность которой при пусках из холодного состояния определяется необходимостью прогрева металла ротора ЦСД в зоне паровпуска до 120 °С, что диктуется условиями хладноломкости. При пуске из неостывшего состояния длительность выдержки определяется временем прогрева стопорных клапанов ЦВД. Частота вращения во время выдержки выбрана с учетом того обстоятельства, что в зоне от 1000 до 3000 мин$^{-1}$ лежит несколько критических частот валопровода.

Если при развороте турбины возрастает вибрация или искривление ротора (условия предаварийной ситуации I рода), выполнение программы пуска приостанавливается со снижением частоты вращения до 500 мин$^{-1}$ (шаг 13). После снижения контролируемых показателей до заданного уровня последующее продолжение пусковых операций возможно только с разрешения оператора.

Недопустимые повышения частоты вращения при предпусковом прогреве или подаче пара в турбину, вибрации или искривления ротора при развороте (условия предаварийной ситуации II рода) приводят к аварийному отключению турбины (шаг 14).

Подъем частоты вращения ротора до синхронной (шаг 07) после выдержки на холостом ходу и подготовки к синхронизации (шаг 08) завершается синхронизацией и включением турбогенератора в сеть.

Повышение температур свежего и вторично перегретого пара в процессе нагружения осуществляется по временны́м программам. Ими учитывается изменение вместе с температурой температуропроводности и прочностных свойств металла кри-

тических элементов конструкции турбины (корпуса стопорного клапана ЦВД и ротора ЦСД), прогрев которых лимитирует скорость пуска. При организации эксплуатационного контроля прогрева роторов на основе математического моделирования, что предусмотрено в ЭЧСР-М, временны́е программы могут быть скорректированы регулированием показателей температурного состояния критических элементов по замкнутой схеме.

Программатор повышения температуры свежего пара включается в работу сразу после включения генератора в сеть и взятия начальной нагрузки (шаг 09). Программа повышения температуры вторично перегретого пара включается после достижения ею заданного начального уровня с задержкой времени для формирования начальной разности температур по радиусу ротора, поддерживаемой неизменной в процессе последующего повышения температуры (шаг 10 или 11). Заданные температуры свежего и вторично перегретого пара обеспечиваются пусковыми впрысками и штатными средствами регулирования.

Пуск турбины завершается отключением программаторов (шаг 12), выходом на заданное оператором конечное значение нагрузки и номинальные параметры пара, перестройкой парораспределения турбины на последовательное открытие клапанов.

12.7. РАСПРЕДЕЛЕННАЯ ЦИФРОВАЯ АСУ ТП МОЩНОГО ЭНЕРГОБЛОКА

В качестве примера современной АСУ ТП мощного энергоблока ТЭС рассмотрим АСУ ТП блока 800 МВт Березовской ГРЭС-1, модернизированную по проекту ЗАО «Интеравтоматика» [4].

Концепцией проекта модернизации АСУ ТП являлось получение максимально возможного по условиям состава оборудования и режимов его эксплуатации объема автоматизации, обеспечивающего высокое качество поддержания технологических параметров на всех режимах работы оборудования и сводящего к минимуму влияние на качество ведения режима ошибок оперативного персонала. Основной функцией оператора в этом случае становится контроль за ходом автоматизированного технологического процесса и, если понадобится, коррекция работы автоматики.

Объем контроля и управления АСУ ТП энергоблока характеризуется следующими численным данными:

Аналоговые входные сигналы:	
датчиков с унифицированным токовым выходным сигналом 0—5 мА	2004
термопреобразователей сопротивления	635
термоэлектрических преобразователей	611
Дискретные сигналы:	
входные	635
выходные	113
Регулирующие приводы с управляющим сигналом:	
импульсным	144
аналоговым	8
Приводы запорной арматуры	612
Электродвигатели, электрические выключатели и другие объекты, управляемые как электродвигатели	123
Двухскоростные электродвигатели	8
Соленоидные клапаны	22

Кроме того, АСУ ТП осуществляет достаточно большой объем ввода и вывода цифровой информации по связи с системой управления водяной и паровой обдувок поверхностей нагрева котла.

Особенность мощного пылеугольного блока (большое число измеряемых величин и исполнительных органов, сочетание процессов с существенно различными динамическими характеристиками, взаимосвязь технологических процессов, многообразие режимов работы) требует сложных алго-

ритмов управления и развитой системы их функционирования.

АСУ ТП представляет собой иерархическую распределенную цифровую систему управления, реализованную на базе программно-технического комплекса (ПТК) ТПТС51 (российский аналог ПТК Teleperm XP-R фирмы Siemens), предназначенного для автоматизации крупных энергетических объектов (энергоблоков, котлов, турбин и др.). По лицензии фирмы Siemens ПТК ТПТС51 выпускается в России на государственном предприятии ВНИИА им. Н.Л. Духова. Он обеспечен сервисом и запасными частями на весь срок службы.

Выбрана традиционная для АСУ ТП сложных энергетических объектов архитектура ПТК, имеющего функционально децентрализованную структуру.

В состав ПТК входят следующие основные компоненты:

- системы автоматизации;
- система оперативного контроля и управления;
- инженерные устройства проектирования и конфигурирования;
- системы шин передачи информации;
- подсистема точного времени.

Система автоматизации. Ядром ПТК являются системы автоматизации AS220EA, которые компонуются по технологическим зонам (котел, турбина и др.) и состоят из автономных программируемых функциональных модулей. Каждый модуль имеет собственный микропроцессор, память, каналы ввода-вывода информации и способен самостоятельно решать достаточно крупную технологическую задачу управления. В составе системы автоматизации реализуются алгоритмы первичной обработки входной информации, автоматического регулирования, защит, блокировок и пошагового управления. Поэтому основные модули функционально специализированы:

- для ввода и вывода аналоговых сигналов;
- ввода и вывода дискретных сигналов;
- импульсного или аналогового автоматического регулирования;
- индивидуального дискретного управления двигателями, задвижками, соленоидными клапанами и т.п.;
- пошагового логического управления.

Все основные функции модуля, такие как формирование алгоритма регулирования, контроль, дистанционное управление и др., выполняются микропроцессором, входящим в состав функционального модуля. Его память разделяется на постоянную с библиотеками базового или фирменного математического обеспечения и перепрограммируемую, которая конфигурируется в соответствии с технологической задачей модуля. Память модуля энергонезависима и сохраняет свое содержание при потере питания.

Модули могут резервироваться по схеме «1 из 2 горячий резерв» с взаимной диагностикой и безударным автоматическим переходом к резервному модулю при отказе основного. Вместе с предусмотренной в ПТК достаточной избыточностью (функциональной, аппаратной, программной) это обеспечивает высокую живучесть и надежное функционирование АСУ ТП при возможных отказах оборудования, ошибках персонала и возникновении непредвиденных ситуаций.

Вычислительная мощность системы автоматизации и объем обрабатываемых ею данных зависят от состава и числа установленных функциональных модулей.

Характерным признаком, определяющим станцию автоматизации, является наличие в ней специального резервированного модуля обмена и связи EAS, координирующего работу всех функциональных модулей данной AS, осуществляющего их диагностику, обмен данными между ними и модулями других AS, а также связь с верхним уровнем управления. Модуль EAS упорядочивает по времени все проходящие через него сообщения.

Конструктивно каждая система автоматизации состоит из одного или двух шкафов (основного и расширения). Модуль EAS всегда располагается в основном шкафу.

Система оперативного контроля и управления OM650 обеспечивает интерфейс между оператором и технологическим процессом с помощью мониторов и манипуляторов типа «мышь». Кроме того, система OM650 выполняет протоколирование данных технологического процесса, архивирование и расчетные задачи.

Основными элементами системы OM650 являются:

- обрабатывающие устройства (PU);
- серверное устройство (SU);
- операторские терминалы (OT).

Обрабатывающие и серверное устройства резервируются по схеме «1 из 2 горячий резерв», а операторские терминалы работают в режиме параллельного резервирования, т.е. каждый терминал может взять на себя функции отказавшего.

Компьютер OM650, работающий под управлением операционной системы UNIX, содержит основную память, дисковые накопители и системные блоки.

Обрабатывающее устройство PU обменивается информацией с контроллерным уровнем, обрабатывает ее и выполняет функции оперативного управления технологическим процессом с представлением информации оператору в пределах обслуживаемых технологических зон.

Каждое обрабатывающее устройство соединяется с другими компонентами OM650 шиной терминалов, а с системами автоматизации магистральной шиной CS275.

Серверное устройство SU выполняет централизованные функции долговременного архивирования, регистрации данных, записи их на магнитно-оптический диск и предоставления (по требованию) справочной информации.

Серверное устройство подключается к шине терминалов для информационного обмена с обрабатывающими устройствами и операторскими терминалами.

Операторский терминал OT через шину терминалов имеет доступ ко всей текущей информации и к архивам ее долговременного хранения и, следовательно, способен выполнять функции контроля и оперативного управления всем технологическим процессом на энергоблоке. Назначение прав доступа к информации ограничивает эти возможности для отдельных пользователей управлением в определенных технологических зонах.

Инженерные устройства проектирования и конфигурирования. Основным средством проектирования и сопровождения АСУ ТП на базе ПТК ТПТС51 является *инженерная система* ES680, которая взаимодействует с OM650 и системами автоматизации. В состав ES680 входят системы автоматизированного проектирования (САПР), которые работают под управлением операционной системы UNIX и дают возможность создать полные комплекты прикладного программно-технического обеспечения нижнего и верхнего уровней.

Проектирование ведется на уровне разработки функциональных схем с использованием современных графических средств. Система ES680 обеспечивает также функции хранения функциональных схем и связанных с ними библиотек.

По графическим изображениям инженерная система выполняет автоматическую генерацию кодов для конфигурируемых модулей систем AS ТПТС51 и обеспечивает загрузку кодов в режиме «on-line» через шинную систему. Загрузка программных кодов в модули может проводиться на работающей системе АСУ ТП и действующем энергетическом оборудовании.

Следует отметить, что САПР представляет собой не только проектное, но и наладочное средство, упрощающее наладку и совершенствование ПТК. Постоянно отражая текущее состояние алгоритмов, САПР

сопровождает АСУ ТП на объекте в течение всего времени его эксплуатации.

Система шин передачи информации связывает воедино устройства и системы ПТК ТПТС51. В ПТК используется многоуровневая система независимых резервированных шин:

- промышленный Ethernet в качестве шины терминалов, соединяющий компьютеры систем OM650, ES680 и операторские терминалы;
- магистральная шина CS275 в качестве межуровневой шины, соединяющей системы автоматизации с вычислительными устройствами OM650 и ES680;
- системная шина контроллерного уровня Sinec L2 для обмена данными между различными системами автоматизации;
- шина ввода-вывода, обеспечивающая обмен информацией между модулями в пределах одной системы автоматизации.

Разделение функций между шинами CS275 и Sinec L2 позволяет обеспечить требуемое быстродействие связи между нижним и верхним уровнями АСУ ТП, а также независимость потоков информации, используемой для формирования алгоритмов управления и информации.

Структурная схема АСУ ТП энергоблока мощностью 800 МВт показана на рис. 12.34.

Нижний контроллерный уровень АСУ ТП блока включает в себя 15 приборных стоек (шкафов) ТПТС51 и реализует весь объем задач прямого цифрового управления (защиты, блокировки, автоматическое регулирование, логическое управление), диагностику состояния периферийного оборудования и функционирования алгоритмов управления, дистанционное управление исполнительными органами, а также предварительную обработку информации для решения задач верхнего уровня: оперативного контроля и управления, информационно-вычислительных.

Верхний уровень АСУ ТП — система оперативного контроля, управления и обработки информации OM650, в которой использовано два резервированных PU, одно резервированное SU, четыре ОТ с двумя видеомониторами каждый (два ОТ — рабочее место оператора котла, два ОТ — рабочее место оператора турбины).

Наряду с ОТ в АСУ ТП блока применены операторские станции другого типа, так называемые Web-клиенты — обычные персональные компьютеры с операционной системой Windows, имеющие любой стандартный Web-навигатор. Они подключены к шине терминалов через Web-сервер удаленного доступа, который обеспечивает для Web-клиентов те же пользовательские возможности, что и для операторских терминалов ОТ.

Web-клиенты применены для организации автоматизированных рабочих мест (АРМ) старшего машиниста блока и начальника смены котлотурбинного цеха на БЩУ, начальника смены станции на центральном щите управления (ЦЩУ), инженера химлаборатории, а также в качестве двух дополнительных АРМ для наладки и сопровождения АСУ ТП. В отличие от рабочих мест операторов энергоблока, эти рабочие места ориентированы в основном на выполнение функций контроля и анализа качества ведения режима, а рабочее место инженера химлаборатории обеспечивает еще и ввод большого объема задаваемых вручную данных химанализов.

Система управления аппаратами водяной и паровой обдувок поверхностей нагрева котла реализована на базе контроллеров Simatic серии S7-400, которые связаны с OM650 через шлюз GT104CS. Оператор котла получил уникальную возможность со своего терминала управлять объектами, алгоритмически выполненными на разных платформах (ТПТС и Simatic).

В состав АСУ ТП энергоблока входят функциональные подсистемы:

- сбора и распределения информации;
- обработки и представления информации;

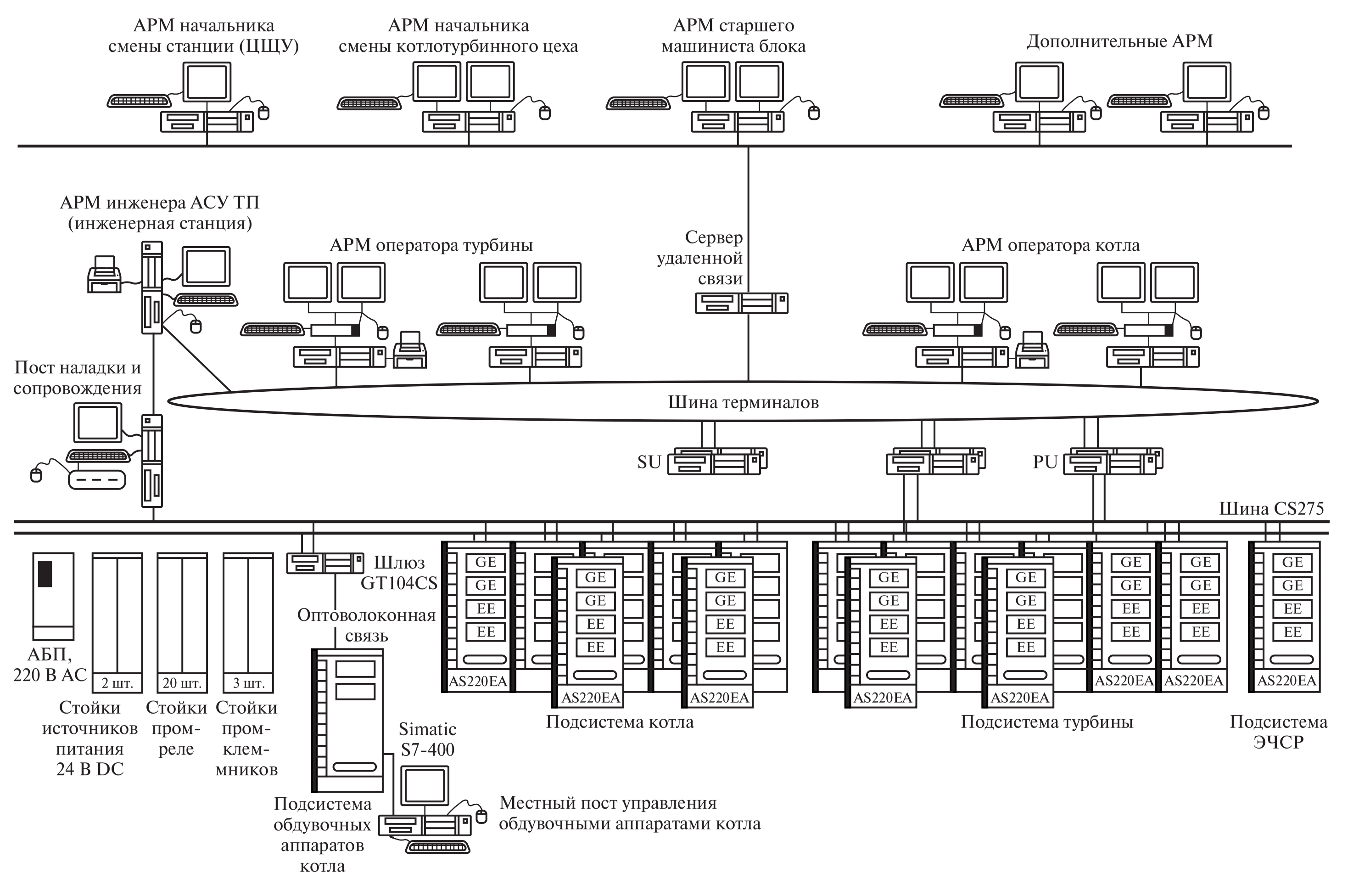


Рис. 12.34. Структурная схема АСУ ТП энергоблока мощностью 800 МВт

- автоматического управления;
- автоматического регулирования;
- дистанционного управления;
- технологических защит;
- обеспечения надежности АСУ ТП.

В АСУ ТП энергоблока реализованы три иерархических уровня управления: общеблочный, функционально-групповой и уровень исполнительных механизмов.

На общеблочном уровне выполняются:

- автоматизированный пуск, нагружение и останов энергоблока;
- автоматическое регулирование частоты и мощности;
- экстренный останов или аварийная разгрузка энергоблока по командам технологических защит;
- общеблочное оперативное (дистанционное) управление;
- координация работы подчиненных функциональных групп;
- интерфейс оперативного персонала через видеомониторы и функциональную клавиатуру;
- обмен информацией с общестанционным уровнем и уровнем подчиненных ФГ;
- диагностика и реконфигурация технических и программных средств, реализующих общеблочные функции.

На уровне управления функциональными группами выполняются:

- сбор информации в пределах данной функциональной группы;
- управление механизмами и устройствами ФГ;
- автоматическое регулирование технологических параметров ФГ и координация работы подчиненных групп;
- распознавание аварийных ситуаций и реакция на них в пределах ФГ (локальные технологические защиты);
- исполнение управляющих воздействий от подсистем более высокого уровня;
- обмен информацией с другими подсистемами;
- диагностика и переконфигурация технических и программных средств в пределах ФГ и, возможно, подчиненных подсистем.

На уровне управления исполнительными механизмами выполняются:

- сбор информации для управления приводом;
- автоматическое регулирование по ПИ- или ПИД-законам с возможностью реализации режимов стабилизации, поддержания соотношения параметров и др.;
- обмен информацией с вышестоящим групповым уровнем;
- диагностирование технических и программных средств на уровне управления приводом, в том числе контроль управляющего воздействия;
- управление приводом от вышестоящих систем.

Высокая надежность ПТК, его широкие функциональные возможности позволили существенно увеличить объем функций автоматического регулирования и управления на таком сложном объекте, каким является энергоблок с пылеугольным прямоточным котлом, оснащенным пылесистемой прямого вдувания с мельницами-вентиляторами.

Внедрены новые регуляторы пылесистем и топлива в целом. Усовершенствованы законы регулирования локальных САР инерционных технологических параметров, в первую очередь температур. В состав управляемых включены все регулирующие органы блока на всех режимах их работы от открытия до полного закрытия. Увеличен объем взаимодействия с логическими программами (ЛП) включением и выключением из работы регуляторов, а также изменением их структуры по командам ЛП.

Современный уровень автоматизации пускоостановочных режимов блока достигнут широким применением пошаговых программ и отключаемых блокировок на всех уровнях иерархической структуры. В отдельные шаги выделены операции по управлению неэлектрифицированной

арматурой с информированием оператора о необходимости выполнения шага.

Ввод в эксплуатацию шаговой программы пуска турбины был облегчен модернизацией (выполнением на средствах ТПТС) ЭЧСР турбины с реализацией функций ее разворота и последующего нагружения.

Распределение функций между ЭЧСР и остальной частью АСУ ТП энергоблока осталось в основном тем же, что и в исходной ЭЧСР-М. В составе стойки ЭЧСР на базе единого для всей АСУ ТП ПТК ТПТС51 реализованы: собственно регулятор турбины (мощность, положение клапанов, давление); регулятор разворота; противоаварийная автоматика; устройства формирования задания по плановой и внеплановой составляющим мощности блока с учетом термонапряженного состояния турбины; корректор частоты; устройства формирования технологических ограничений по турбине.

Распределение функций между регуляторами котла и турбины в системе АРЧМ энергоблока соответствует отечественным типовым решениям.

Эффективность управления и возможность своевременного вмешательства оператора в процесс управления зависят от информативности представления технологического процесса на фрагментах видеограмм, простоты и скорости перехода к требуемой видеограмме, быстроты реакции системы на команды оператора.

Предусмотрена возможность отображения на видеотерминалах любой информации, имеющейся в АСУ ТП. Для этого применяются следующие типы видеокадров:

- фрагменты мнемосхемы, организованные по иерархическому принципу с различной степенью детализации;
- графики процессов, в том числе заданные и фактические графики пусков;
- таблицы значений параметров и состояний устройств;
- гистограммы;
- текстовые сообщения и др.

Любой видеокадр можно вызвать двумя нажатиями клавиши мыши менее чем через 3 с, а среднее время от подачи команды до подтверждения ее прохождения не превышает 1 с.

Важнейшим элементом интерфейса оператора является система сигнализации. Она подразделяется на технологическую и функциональную.

К технологической сигнализации относятся сигналы, сопровождающие работу технологического оборудования: о выходе значений контролируемых параметров за установленные пределы; о нарушении режимов работы или отключении оборудования; о действии устройств АВР и блокировок и др.

К функциональной сигнализации относятся сигналы об отказах и неисправностях функций контроля и/или управления.

Технологическая сигнализация по своей значимости разделяется:

- на аварийную;
- предупредительную;
- допустимого значения отклонения параметра.

Предупредительная и аварийная сигнализации сопровождаются звуковыми сигналами различного тона и длительности. Наиболее важные сигналы дублируются на световых табло оперативного контура.

Оператор имеет возможность выйти из обзорного окна или протокола сигнализации на видеограмму того фрагмента технологической схемы, где произошло сигнализируемое событие, и незамедлительно выполнить управляющие воздействия. Суммарное время от момента появления сигнала до выполнения операций управления составляет 3—4 с.

Опыт работы пылеугольного энергоблока 800 МВт Березовской ГРЭС-1 с современной АСУ ТП показал, что после наладки всех автоматических регуляторов, участвующих в отработке изменений нагрузки, может быть достигнуто приемлемое качество участия блока в регулировании энергосистемных параметров.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему применение промежуточного перегрева пара обусловило переход к блочной компоновке основного оборудования ТЭС?
2. Каковы существенные особенности энергоблока как единого объекта регулирования?
3. Чем определяется режим работы энергоблока?
4. Какие регулируемые величины энергоблока называются внешними и почему они имеют особое значение?
5. Что называется программой регулирования энергоблока?
6. Какие применяются программы регулирования конденсационных энергоблоков ТЭС?
7. Какие основные подсистемы можно выделить в АСУ энергоблока по функциональному признаку?
8. Чем определяется значение активной мощности, выдаваемой генератором в энергосистему?
9. Что понимают под статической устойчивостью параллельной работы генератора с энергосистемой?
10. Что следует из практического критерия статической устойчивости?
11. С чем может быть связано ухудшение (утяжеление) режима работы генератора?
12. Почему статическая устойчивость работы генератора должна обеспечиваться с некоторым запасом?
13. Что характеризует динамическую устойчивость параллельной работы генератора с энергосистемой?
14. Почему короткое замыкание на ЛЭП вызывает ускорение ротора турбогенератора?
15. Почему угловая характеристика послеаварийного режима располагается ниже характеристики нормального режима?
16. Почему после отключения участка ЛЭП с коротким замыканием угол δ продолжает возрастать, несмотря на отрицательное ускорение ротора турбогенератора?
17. При каком соотношении максимального $\delta_{макс}$ и критического $\delta_{кр}$ углов будет обеспечена динамическая устойчивость работы генератора?
18. Какие факторы влияют на динамическую устойчивость?
19. Перечислите основные средства обеспечения динамической устойчивости. Какие из них реализуются системой регулирования турбины?
20. Какова форма сигнала, поступающего из устройств противоаварийной автоматики в систему регулирования турбины для ее кратковременной импульсной разгрузки?
21. Какие основные мероприятия используются для повышения устойчивости объединенных энергосистем?
22. Какие требования предъявляются к характеристикам энергоблоков и их систем управления по условиям работы в энергосистеме?
23. Как регулируются паропроизводительность барабанного котла и давление свежего пара?
24. На чем базируется регулирование экономичности процесса горения?
25. Как регулируются процессы горения и парообразования в барабанном котле?
26. С какой целью и как регулируется разрежение в верхней точке топочной камеры котла, работающего без наддува?
27. Чем определяются максимально допустимые отклонения уровня воды в барабане котла?
28. Почему уровень воды в барабане котла регулируется трехимпульсным регулятором? Какие сигналы на него подаются?
29. Почему для регулирования температуры свежего пара применяются двухимпульсные регуляторы? Какие сигналы используются в качестве основного и дополнительного?
30. Почему в мощных котлах применяется многоступенчатое регулирование температуры свежего пара с использованием нескольких впрыскивающих пароохладителей?
31. В чем состоит главное различие принципиальных технологических схем барабанного и прямоточного котлов?
32. В каких целях и как регулируется температурный режим первичного тракта прямоточного котла?
33. Почему для регулирования температуры промежуточного (вторичного) перегрева пара вместо впрыскивающих пароохладителей применяются поверхностные теплообменники?

34. Чем обусловлен переход от гидромеханических к электрогидравлическим системам регулирования мощных паровых турбин?
35. По каким каналам осуществляется взаимодействие электрической и гидравлической частей ЭГСР?
36. Зачем на горячих нитках тракта промежуточного перегрева устанавливают сбросные клапаны?
37. Почему на паропроводах от главной турбины к турбинам питательных насосов кроме обратных клапанов устанавливаются и стопорные клапаны с гидравлическими сервомоторами, управляемые системой защиты главной турбины?
38. Почему при полностью открытых регулирующих клапанах ЦСД приемистость турбины с промежуточным перегревом пара оказывается существенно сниженной?
39. Перечислите функциональные блоки, входящие в состав ЭЧСР мощных паровых турбин ЛМЗ с промежуточным перегревом пара.
40. Каковы назначение блока НКН и принцип его работы?
41. Почему при синхронных качаниях генератора турбина будет разгружаться? Как ослабляется этот эффект? В каких случаях снимается ограничение выходного сигнала НКН на разгрузку турбины?
42. Чем определяется эффективность сигнала НКН при сбросах нагрузки?
43. Какие блоки в составе ЭЧСР обеспечивают противоразгонную защиту турбины?
44. Каким формируется выходной сигнал дифференциатора?
45. Каково назначение блока релейной форсировки? В каком случае при сбросе нагрузки этот блок не срабатывает?
46. Какие блоки в составе ЭЧСР обеспечивают участие турбины в противоаварийном управлении энергосистемы и каковы их функции?
47. Почему сигнал на выходе ЭГП, связывающего ЭЧСР с ГЧСР, на нормальных эксплуатационных режимах должен быть равен нулю?
48. Почему регулирование мощности турбины осуществляется с коррекцией по частоте сети и давлению свежего пара?
49. Каково назначение ограничителя темпа задания?
50. Когда вступает в работу защитный регулятор минимального давления?
51. Зачем в ГЧСР сохранен механический регулятор частоты вращения центробежного типа?
52. Каков принцип действия следящего сервомотора в блоке ЗРЧВ?
53. Как блок ЗРЧВ выполняет функции МУТ?
54. Как в блоке ЗРЧВ осуществлена дополнительная защита турбины от разгона?
55. Покажите, что на всех установившихся режимах работы давление $p_{\text{упр1}}$ в проточной импульсной линии постоянно. Чем определяется значение этого давления?
56. Покажите, как сигнал, поступивший на промежуточный золотник, вызывает изменение давления $p_{\text{упр2}}$ во второй (непроточной) импульсной линии.
57. Каково назначение внутренней пружины под поршнем сервомотора последней ступени усиления промежуточного золотника?
58. Как выполнен механический ограничитель мощности? Как с его помощью ограничивается мощность турбины?
59. Чем обеспечивается требуемая зависимость открытия каждого регулирующего клапана турбины от давления $p_{\text{упр2}}$?
60. Как осуществляется расхаживание сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД?
61. Как воздействия от ЭЧСР через ЭГП передаются в ГЧСР?
62. Чем обусловлены отказ от жесткой структуры системы регулирования турбины и переход к цифровому управлению на базе микропроцессорной техники?
63. Каковы задачи системы автоматического регулирования частоты и мощности энергоблоков с прямоточными котлами?
64. Назовите основные элементы блочной части системы АРЧМ.
65. Зачем в котельный регулятор вводится сигнал по скорости изменения давления свежего пара?
66. Каким образом турбинный регулятор на режиме ПД поддерживает заданное (номинальное) давление свежего пара, а на режиме СД — заданное положение регулирующих клапанов турбины?

67. Почему скорости изменения нагрузки для плановой и неплановой составляющих уставки задания мощности энергоблока принимаются различными?
68. В каких режимах может работать медленнодействующий контур управления ЭЧСР-М?
69. Какова последовательность автоматического пуска турбины медленнодействующим контуром управления?
70. Почему при регулировании мощности блока необходима коррекция по частоте сети и зачем в сигнал коррекции вводится зона нечувствительности?
71. В каких случаях в МКУ отключаются воздействия по отклонениям мощности и частоты сети и в какой режим работы он переходит?
72. В каком направлении применение микропроцессоров расширило функциональные возможности ЭЧСР-М?
73. Как решается задача повышения надежности ЭЧСР-М?
74. Чем определяется технико-экономическая целесообразность автоматических пусков энергоблоков?
75. В каких целях оборудование энергоблока разделено на функциональные группы, что они включают в себя и как управляются?
76. Почему децентрализация АСУ ТП энергоблока существенно повышает ее надежность?
77. Какова концепция современной АСУ ТП мощного энергоблока ТЭС? Что становится основной функцией оператора блока?

Глава тринадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ АЭС

13.1. ЯДЕРНЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РЕАКТОР КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Ядерный реактор представляет собой аппарат, где поддерживается управляемая цепная реакция деления, в результате которой выделяется тепловая энергия и испускается ионизирующее излучение.

Основу современной энергетики составляют *реакторы на тепловых нейтронах*. В качестве топлива в них используется слабообогащенный (на 1,5 % и более по делящемуся нуклиду) или природный уран, в котором содержится 0,7 % изотопа ^{235}U.

При делении ядер выделяется значительная энергия, которая через оболочки твэлов передается теплоносителю, отводящему ее во внешний контур. Тепловая мощность реактора пропорциональна плотности потока нейтронов, участвующих в реакции. При каждом акте деления образуются два-три мгновенных нейтрона. Кроме того, осколки ядра с некоторой задержкой испускают запаздывающие нейтроны. Высвобождение нескольких нейтронов в одном акте деления создает условия для поддержания цепной реакции.

На стационарном режиме только один из нейтронов, образовавшихся в предшествующем акте деления, вызывает последующее новое деление. Остальные избыточные нейтроны поглощаются в воспроизводящем материале, в замедлителе и теплоносителе, в накапливающихся продуктах деления, в конструкционных материалах, в органах управления и защиты или теряются вследствие утечки из активной зоны.

Взаимодействие конкурирующих процессов, в результате которых нейтроны рождаются и исчезают, определяет баланс нейтронов, характеризуемый *эффективным коэффициентом размножения*

$$k_{эф} = \eta\mu\varphi\theta p, \quad (13.1)$$

где η — число образовавшихся вторичных нейтронов на каждый тепловой нейтрон, поглощенный в горючем; μ — коэффициент размножения на быстрых нейтронах; φ — вероятность избежать резонансного захвата; θ — коэффициент использования тепловых нейтронов; p — вероятность избежать утечки из активной зоны.

Так как эффективный коэффициент размножения $k_{эф}$ представляет собой отношение числа нейтронов данного поколения к числу нейтронов предшествующего поколения, то цепная реакция деления будет поддерживаться на неизменном уровне, только если $k_{эф} = 1$. Это состояние реактора, при котором плотность потока нейтронов и энерговыделение в активной зоне остаются постоянными, называется *критическим*. При $k_{эф} > 1$ плотность потока нейтронов и энерговыделение будут возрастать (*надкритическое состояние* реактора). В *подкритическом состоянии*, когда $k_{эф} < 1$, плотность потока нейтронов и тепловая мощность реактора со временем уменьшаются.

Состояние реактора чаще характеризуют его *реактивностью*

$$\rho = \Delta k / k_{эф}, \quad (13.2)$$

где $\Delta k = k_{эф} - 1$ — избыточная реактивность. Величины ρ и Δk в критическом состоянии реактора равны нулю, в надкритическом состоянии — больше нуля, в подкритическом состоянии — меньше нуля.

Для перехода из одного установившегося состояния в другое реактор выводится из критического состояния, а после завершения переходного процесса возвращается

в это состояние, но только на другом уровне мощности.

Рассмотрим поведение реактора при нарушении нейтронного баланса в рамках точечной модели, не учитывающей неравномерность пространственного распределения нейтронов в активной зоне реактора.

При наличии избыточной реактивности Δk плотность потока нейтронов n за одно поколение возрастет на $n\Delta k$. Пусть l — среднее время жизни поколения нейтронов в реакторе от их рождения до поглощения. Тогда скорость изменения плотности потока нейтронов без учета запаздывающих нейтронов составит

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\Delta k}{l} n. \qquad (13.3)$$

Проинтегрировав это уравнение, найдем

$$n = n_0 \exp(\Delta k t / l), \qquad (13.4)$$

где n_0 — плотность потока нейтронов в начальный момент времени. Следовательно, при наличии положительной избыточной реактивности Δk плотность потока нейтронов и энерговыделение возрастают по экспоненциальному закону.

Если ввести величину

$$T = l / \Delta k, \qquad (13.5)$$

называемую *периодом реактора*, то зависимость (13.4) примет вид

$$n = n_0 \exp(t / T), \qquad (13.6)$$

откуда следует, что период реактора равен времени, в течение которого плотность потока нейтронов, а значит, и мощность реактора изменятся в e раз. Период реактора является важнейшей его характеристикой, так как им определяется скорость переходного процесса.

Время жизни одного поколения нейтронов зависит от типа реактора. Мгновенные нейтроны появляются через 10^{-14}—10^{-15} с после момента захвата нейтрона, вызвавшего деление ядра топлива. Время замедления зависит от вида замедлителя и составляет 10^{-4}—10^{-5} с. Время диффузии тепловых нейтронов до момента их поглощения равно примерно 10^{-3}—10^{-4} с. Таким образом, общее время жизни одного поколения нейтронов определяется временем диффузии и для тепловых реакторов составляет 10^{-3}—10^{-4} с. В реакторах на быстрых нейтронах оно существенно меньше и равно 10^{-7} — 10^{-8} с.

Так как для каждого типа реактора время жизни одного поколения нейтронов практически постоянно, то период реактора определяется избыточной реактивностью Δk.

Если принять, например, $l = 10^{-3}$ с, а $\Delta k = 0{,}003$, то $T = 0{,}33$ с и, следовательно, плотность потока нейтронов за 1 с возрастет в 20 раз, а за 3 с — более чем в 8000 раз. Уже этот пример показывает, что даже при наибольшем значении $l = 10^{-3}$ с, характерном для графитовых реакторов (для водо-водяных оно на порядок меньше), мощность реактора возрастает катастрофически быстро. Это исключило бы возможность управления реактором, если бы размножение шло только на мгновенных нейтронах, как предполагалось при определении периода реактора по (13.5). Но уже отмечалось, что при делении ядер горючего наряду с мгновенными нейтронами, рождающимися в момент деления, образуется дополнительное количество нейтронов, испускаемых при радиоактивном распаде некоторых осколков деления. Время их выхода определяется периодом распада этих ядер. Поэтому такие нейтроны называются *запаздывающими*.

Изотопы-предшественники, излучающие запаздывающие нейтроны, среди которых основными являются изотопы брома и йода, объединяют в несколько групп. Суммарная доля запаздывающих нейтронов β мала; так, для ^{235}U она составляет всего лишь 0,64 %, т.е. более 99 % приходится на мгновенные нейтроны. У других делящихся нуклидов она еще меньше. Однако, несмотря на такой малый выход запаздыва-

ющих нейтронов, их роль в переходных процессах исключительно велика, ибо только наличие запаздывающих нейтронов позволяет осуществить переходный процесс с допустимой небольшой скоростью. Это связано с тем, что с учетом запаздывающих нейтронов среднее время жизни одного поколения нейтронов возрастает до величины

$$\bar{l} = (1 - \beta)l + \sum_i \beta_i l_i, \qquad (13.7)$$

где β_i и l_i — доля запаздывающих нейтронов i-й группы и время их жизни.

Для тепловых реакторов, работающих на ^{235}U, $\bar{l}$ = 0,083 с, что на 2—3 порядка превышает среднее время жизни мгновенных нейтронов в графитовых и водо-водяных реакторах.

Как показано в [16], при $\rho \ll \beta$ установившийся период реактора может быть определен по формуле

$$T_у \cong \sum_i \beta_i l_i / \rho. \qquad (13.8)$$

Для рассмотренного выше примера период реактора возрастет с 0,33 до 28 с, а мощность реактора за 1 с увеличится не в 20 раз, а на 3 %.

Зависимость установившегося периода реактора $T_у$ от реактивности ρ для различных значений времени жизни мгновенных нейтронов показана на рис. 13.1. Видно, что при $\rho \le 0{,}005$ и $\beta = 0{,}0064$ установившийся период реактора не зависит от l и определяется только запаздывающими нейтронами.

При $\rho = \beta$ реактор критичен только на мгновенных нейтронах, и поэтому говорят, что он *мгновенно критичен*. Благодаря излучению кроме мгновенных и запаздывающих нейтронов реактор оказывается надкритичным с положительной реактивностью $\rho = \beta$. Разгон его идет очень быстро, так как период определяется мгновенными нейтронами, и реактор оказывается практически неуправляемым.

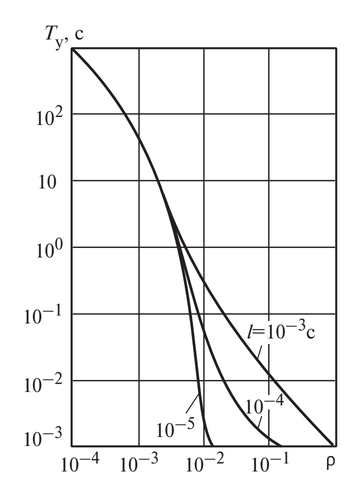


Рис. 13.1. Зависимость установившегося периода реактора $T_у$ от реактивности ρ

При скачкообразном введении положительной реактивности $\rho < \beta$ мощность реактора в первый момент быстро возрастает из-за соответствующей реакции мгновенных нейтронов на изменение реактивности. Но так как только на мгновенных нейтронах реактор подкритичен, то быстрый рост плотности потока нейтронов через короткий промежуток времени прекращается. В дальнейшем она меняется со скоростью, соответствующей установившемуся периоду реактора, обусловленному запаздывающими нейтронами.

При скачкообразном введении отрицательной реактивности тепловыделение в активной зоне сначала резко падает, но затем темп его снижения существенно уменьшается. Так как на втором этапе переходный процесс определяется запаздывающими нейтронами, то его нельзя ускорить повышением эффективности аварийной защиты. Расхолаживание реактора должно продолжаться несколько минут, а иногда и десятки минут.

На реактивность реактора существенно влияют плотность и количество замедлителя, введение или выведение поглотителей (поглощающие регулирующие стержни, выгорающие поглотители), добав-

ление или извлечение части горючего (подвижные топливные сборки). В зависимости от типа реактора эти и ряд других способов используются в его *системе управления и защиты* (СУЗ). Наиболее распространенным способом регулирования реактора является использование подвижных поглощающих стержней.

Органы управления выполняют две основные функции — *компенсации* медленных изменений реактивности, вызываемых выгоранием топлива и накоплением продуктов деления, и *регулирования* более быстрых переходных процессов изменений мощности. Органы защиты предназначены для быстрого *аварийного выключения* реактора.

Перегрузка ядерного горючего производится периодически либо на ходу под нагрузкой, либо после выключения реактора. При каждой частичной перегрузке в реактор загружается избыточное по отношению к критической массе количество ядерного топлива, которое, собственно, и выгорает. Его действие компенсируется введением поглощающих стержней.

В водо-водяных реакторах в настоящее время широкое применение нашло *жидкостное (борное) регулирование*. Жидкий поглотитель — борная кислота — вводится в воду, являющуюся теплоносителем и замедлителем. Как правило, борное регулирование используется для компенсации медленного изменения реактивности, а тонкое оперативное регулирование осуществляется подвижными стержнями.

К существенным отклонениям реактивности при работе реактора может привести изменение температуры теплоносителя и топлива. Здесь сказывается в первую очередь изменение энергетического спектра нейтронов и плотности замедлителя. *Температурный коэффициент реактивности* зависит от состава и компоновки активной зоны и может быть как положительным, так и отрицательным. Для устойчивой и безопасной работы реактора желательно, чтобы температурный коэффициент реактивности был отрицательным и небольшим по абсолютному значению. В этом случае увеличение мощности, вызывающее повышение температуры, приводит к уменьшению реактивности и самопроизвольный разгон реактора невозможен.

13.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС

13.2.1. Энергоблоки с водо-водяными реакторами типа ВВЭР

Реактор, охлаждаемый водой под давлением, обладает отрицательным коэффициентом реактивности по температуре как теплоносителя, так и топлива. Поэтому при изменении нагрузки энергоблока мощность реактора меняется, и он без вмешательства системы автоматического регулирования благодаря лишь свойству саморегулирования может перейти на новый установившийся режим работы. При этом, однако, значительно меняются температура теплоносителя, а значит, и его объем в первом и давление пара во втором контурах, оборудование которых пришлось бы проектировать на повышенное давление. Потребовалось бы развить и систему компенсации объема (давления). Поэтому этот эффект, являющийся важной положительной особенностью реакторов типа ВВЭР, в качестве самостоятельного способа регулирования не используется.

При создании САР энергоблока прежде всего должна быть выбрана *статическая программа регулирования*, представляющая собой зависимость основных параметров установки (расходов теплоносителей первого и второго контуров, давлений и температуры) от ее мощности на установившихся режимах. Выбор той или иной программы регулирования влияет на характеристики основного оборудования и представляет собой сложную технико-экономическую задачу.

Программа регулирования рассчитывается по основным балансовым соотношениям. Если пренебречь потерями теплоты в окружающую среду и принять теплоемкость теплоносителя и коэффициент теплопередачи в парогенераторе независимыми от температуры и нагрузки, то для тепловой мощности $N_{тепл}$ можно составить соотношения:

для первого контура

$$N_{тепл} = G_1 c_p (t_{вых} - t_{вх}); \qquad (13.9)$$

для парогенератора

$$N_{тепл} = kF(t_{ср} - t_s); \qquad (13.10)$$

для второго контура

$$N_{тепл} = G_п h_п - G_{п.в} h_{п.в}. \qquad (13.11)$$

Здесь G_1 и c_p — расход и средняя теплоемкость теплоносителя первого контура; k и F — коэффициент теплопередачи и площадь поверхности нагрева парогенератора; $G_п$ и $G_{п.в}$ — расходы пара и питательной воды во втором контуре; $h_п$ и $h_{п.в}$ — энтальпии пара и питательной воды во втором контуре; $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры теплоносителя первого контура на входе в активную зону реактора и выходе из нее; t_s — температура насыщенного пара на выходе из парогенератора; $t_{ср} = (t_{вх} + t_{вых})/2$ — средняя температура теплоносителя в первом контуре.

На АЭС с реакторами ВВЭР расход теплоносителя первого контура G_1 постоянен (он может меняться только за счет числа включенных петель). Поэтому подогрев теплоносителя в активной зоне реактора $t_{вых} - t_{вх}$ пропорционален тепловой мощности.

В парогенераторе при k = const и F = = const передаваемая мощность $N_{тепл}$ однозначно определяется температурным напором, т.е. разностью между средней температурой теплоносителя первого контура $t_{ср}$ и температурой насыщенного пара во втором контуре t_s.

Основными программами регулирования энергоблоков с реакторами ВВЭР (рис. 13.2) являются:

1) программа с постоянной средней температурой $t_{ср}$ теплоносителя первого контура;

2) программа с постоянным давлением p_2 и, следовательно, постоянной температурой насыщенного пара t_s во втором контуре;

3) компромиссная программа с умеренным изменением средней температуры теплоносителя в первом контуре и давления во втором;

4) комбинированная программа с поддержанием постоянного давления во втором контуре при малых нагрузках и постоянной средней температуры теплоносителя первого контура при больших нагрузках.

Программа $t_{ср}$ = const в течение определенного времени рассматривалась как наилучшая для реакторов с водой под давлением. Первые блоки с такими реакторами спроектированы и введены в эксплуатацию именно с этой программой.

Программа $t_{ср}$ = const наиболее благоприятна для первого контура. При значительном отрицательном температурном коэффициенте реактивности для изменения мощности реактора требуется внести наименьшую реактивность, так как перемещение регулирующих стержней реактора должно скомпенсировать только соответствующую долю мощностного эффекта. При работе по этой программе поддерживается постоянный объем теплоносителя в первом контуре и требуются минимальные размеры компенсатора объема (давления), который должен воспринимать только динамические изменения объема. Существенно облегчается и работа системы регулирования компенсатора объема. Серьезным недостатком рассматриваемой программы является повышение давления во втором контуре при снижении мощности, что удорожает оборудование второго контура. Тер-

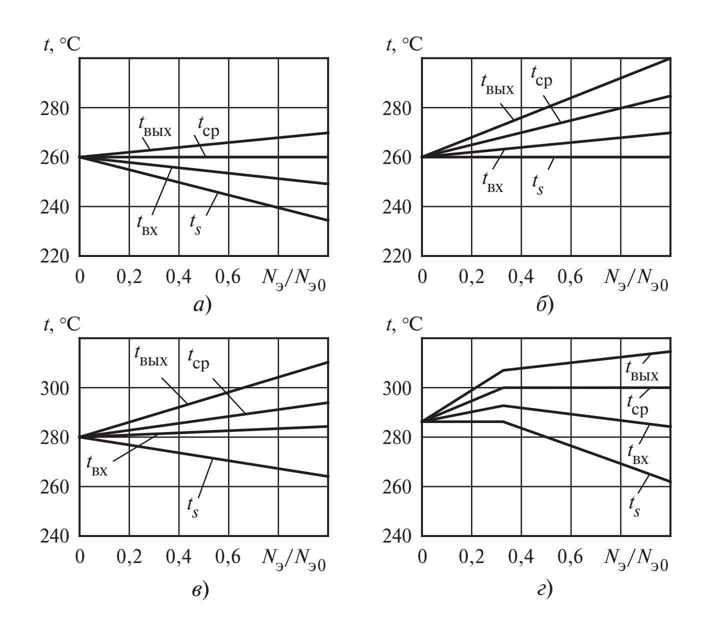


Рис. 13.2. Программы регулирования энергоблоков с ВВЭР:

а — программа $t_{ср}$ = const; *б* — программа p_2 = const; *в* — компромиссная программа; *г* — комбинированная программа

мический КПД цикла оказывается пониженным при всех мощностях, так как при большой мощности давление пара, поступающего в турбину, ниже допускаемого по условиям работы второго контура, а при малых нагрузках, когда давление пара велико, растет дросселирование пара регулирующими клапанами турбины. Указанный недостаток этой программы привел к тому, что в настоящее время она не применяется и уступила место более совершенным.

Программа p_2 = const, принятая для реакторов ВВЭР, повысила КПД цикла на номинальном режиме при одинаковой стоимости оборудования второго контура. Она наиболее благоприятна для оборудования второго контура, так как давление, а следовательно, и температура во втором контуре постоянны и в оборудовании второго контура не возникают температурные напряжения при изменении мощности. К недостаткам программы следует отнести то, что для предотвращения закипания теплоносителя в первом контуре в нем приходится существенно повысить давление, а также из-за изменения реактивности увеличиваются размеры и усложняется работа системы компенсации объема (давления). При быстрых изменениях режима работы реактора могут также возникнуть нежелательные температурные напряжения в оборудовании первого контура.

Стремление улучшить условия работы оборудования блока как первого, так и второго контуров привело к разработке компромиссных программ, в которых оба основных параметра $t_{ср}$ и p_2 не остаются постоянными, а непрерывно меняются в зависимости от нагрузки, однако в меньшей степени, чем в программах $t_{ср}$ = const и p_2 = const.

В комбинированной программе предельные отклонения параметров примерно такие же, как и в компромиссной. Преимущество программы заключается в том, что в наиболее тяжелых и вместе с тем

наиболее вероятных режимах работы — вблизи номинальной мощности — энергоблок работает по программе $t_{ср}$ = const, чем облегчаются условия работы оборудования первого контура, а в остальном диапазоне нагрузок используется программа p_2 = = const.

Для реализации выбранной программы регулируется средняя температура теплоносителя первого контура (программа $t_{ср}$ = = const) или давление во втором контуре (программа p_2 = const) либо используется комбинация импульсов по $t_{ср}$ и p_2 (компромиссные и комбинированные программы).

На рис. 13.3 показаны принципиальные схемы регулирования мощности энергоблоков, предназначенных для работы в регулирующем режиме по программам $t_{ср}$ = const и p_2 = const. В обеих схемах мощностью реактора управляет регулятор *2*, получающий импульс по плотности нейтронного потока от ионизационной камеры *1* и воздействующий на приводы регулирующих стержней *3*. Уставка регулятору *2* формируется его задатчиком *4* по командам регуляторов средней температуры теплоносителя первого контура *8* или давления пара во втором контуре *5*. При отклонении частоты сети от номинального значения регулятор частоты вращения турбины *12* перемещает ее регулирующие клапаны *13*, изменяя электрическую мощность, вырабатываемую в соответствии с требованиями энергосистемы.

Благодаря положительному саморегулированию реактора ВВЭР рассматриваемые схемы работоспособны и при отключенном регулировании реактора. При снижении частоты сети, когда энергосистема требует большую мощность, регулятор частоты вращения турбины приоткрывает регулирующие клапаны и увеличивает пропуск пара в турбину. Давление p_2, а значит, и температура насыщенного пара t_s во втором контуре снижаются, и в него из парогенератора отводится большее количество теплоты. Температура воды в первом контуре на выходе из парогенератора $t_{вх}$ падает, следовательно, уменьшается и средняя температура $t_{ср}$ теплоносителя (замедлителя) в реакторе. Из-за отрицательного температурного коэффициента теплоносителя реактивность реактора растет, в результате чего увеличивается его тепловая

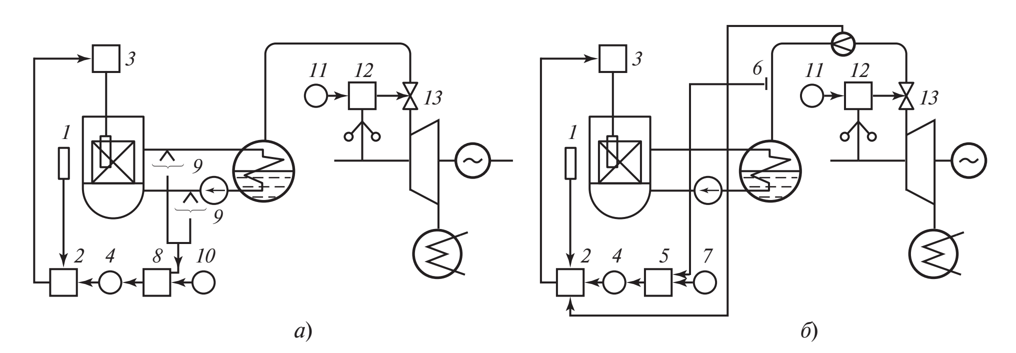


Рис. 13.3. Схемы регулирования энергоблоков с ВВЭР:

а — программа $t_{ср}$ = const; *б* — программа p_2 = const; *1* — ионизационная камера; *2* — регулятор нейтронной мощности реактора; *3* — приводы регулирующих стержней; *4* — задатчик регулятора мощности реактора; *5* — регулятор давления пара во втором контуре; *6* — датчик давления; *7* — задатчик регулятора давления пара во втором контуре; *8* — регулятор средней температуры теплоносителя первого контура; *9* — датчики температуры теплоносителя первого контура; *10* — задатчик регулятора средней температуры теплоносителя первого контура; *11* — МУТ; *12* — регулятор частоты вращения турбины; *13* — регулирующие клапаны турбины

мощность $N_{тепл}$. Теплоноситель в активной зоне реактора нагревается сильнее, и уменьшение температуры воды на входе в реактор $t_{вх}$ несколько компенсируется ростом ее на выходе, так что средняя температура теплоносителя $t_{ср}$ снижается в меньшей степени. В результате мощность реактора увеличивается и без перемещения регулирующих стержней. Реактор обладает, следовательно, значительным положительным саморегулированием.

Регулирование реактора позволяет, однако, существенно уменьшить статические и особенно динамические отклонения давлений и температур в обоих контурах энергоблока. При включенном регулировании реактора в схеме на рис. 13.3, *а* уменьшение средней температуры теплоносителя первого контура воспринимается регулятором температуры *8*, меняющим задание регулятору нейтронной мощности реактора *2*. Последний перемещением регулирующих стержней реактора увеличивает его мощность. Температура теплоносителя на выходе из активной зоны растет, и средняя температура в первом контуре восстанавливается на прежнем уровне. Возрастание температурного перепада между контурами в парогенераторе на установившемся режиме работы определяется снижением давления и, следовательно, температуры во втором контуре.

В схеме на рис. 13.3, *б* изменение давления пара во втором контуре воспринимается регулятором давления *5*, который с помощью регулятора *2* увеличивает мощность реактора. При этом выходная, а следовательно, и средняя температуры теплоносителя первого контура возрастают, температурный перепад между первым и вторым контурами в парогенераторе увеличивается. Это приводит к росту генерации пара в парогенераторе, и при наличии интегральной составляющей в законе регулирования регулятора давления *5* давление во втором контуре возвратится к первоначальному уровню при новом положении регулирующих клапанов турбины.

Изменение заданной температуры $t_{ср}$ или давления p_2 и мощности, отдаваемой в энергосистему, осуществляется воздействием на задатчики *7* и *10* соответствующих регуляторов и на механизм управления турбиной *11*.

Схема регулирования, реализующая компромиссную программу, показана на рис. 13.4. Она осуществляет каскадное регулирование нейтронной мощности реактора, заданное значение которой определяется регулятором средней температуры теплоносителя первого контура *8*. Но в отличие

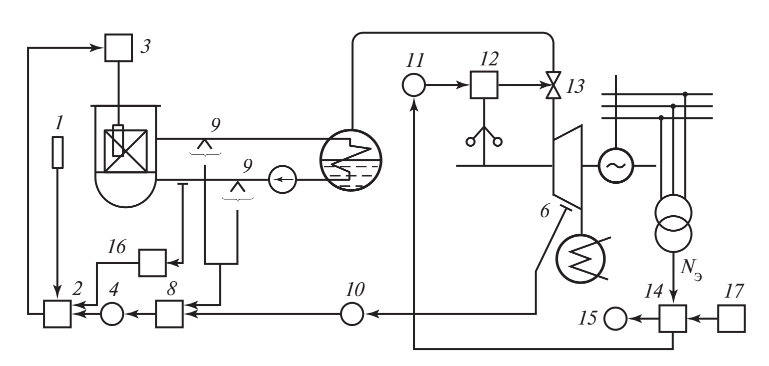


Рис. 13.4. Схема регулирования блока с реактором с водой под давлением, работающего по компромиссной программе:

14 — регулятор мощности блока; *15* — задатчик регулятора мощности блока; *16* — дифференциатор; *17* — регулятор энергосистемы; остальные обозначения те же, что и на рис. 13.3

от схемы, приведенной на рис. 13.3, *а*, задание средней температуры, устанавливаемое регулятору *8* задатчиком *10*, меняется линейно в зависимости от нагрузки блока. В качестве сигнала, пропорционального мощности блока, использовано давление за регулирующей ступенью турбины. Для этой цели могут быть также применены сигналы по активной мощности турбогенератора или расходу пара на турбину. Для демпфирования колебаний давления теплоносителя в первом контуре на регулятор мощности реактора с помощью дифференциатора *16* подается дополнительный импульс по производной давления. Наличие регулятора мощности блока *14*, получающего сигналы по мощности блока, а также от задатчика *15* и от регулятора энергосистемы *17*, дает возможность блоку участвовать в статическом или астатическом регулировании частоты.

Каскадная схема регулирования средней температуры теплоносителя в первом контуре, заданное значение которой формируется пропорционально-интегральным регулятором давления пара во втором контуре, показана на рис. 13.5. Регулятор средней температуры *8* непосредственно воздействует на приводы *3* регулирующих стержней реактора, меняя его мощность таким образом, чтобы сохранялось постоянное давление во втором контуре. Однако сигнал от регулятора давления на задатчик *10* поступает через блок ограничения, пропускающий его только при малых значениях мощности. Начиная с некоторой нагрузки регулятор *8* поддерживает среднюю температуру теплоносителя постоянной. Таким образом, реализуется комбинированная программа p_2 = const при малых нагрузках и $t_{ср}$ = const при больших.

На рис. 13.6 показана схема регулирования энергоблока с реактором ВВЭР-440 АЭС «Ловииса». По условиям энергосистемы бóльшую часть времени между перегрузками топлива энергоблок должен участвовать в регулировании графика нагрузки, изменяя свою мощность в диапазоне $(0{,}5\ldots1{,}0)N_{э.ном}$ со средней скоростью $(0{,}01\ldots0{,}02)N_{э.ном}$ в минуту, а также в быстром регулировании системных параметров — частоты и перетоков активной мощности — в диапазоне $(0{,}8\ldots1{,}0)N_{э.ном}$, допуская изменения мощности на $\pm0{,}05N_{э.ном}$ с максимальной скоростью $0{,}2N_{э.ном}$ в минуту. Энергоблок может участвовать в первичном регулировании частоты сети со степенью неравномерности, изменяемой оперативно в диапазоне 2—10 %.

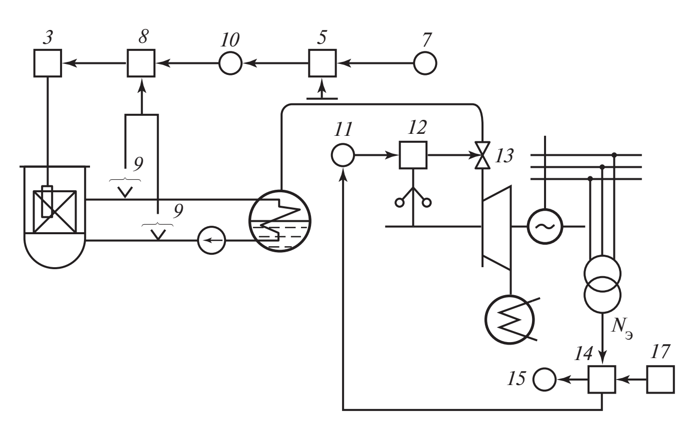


Рис. 13.5. Схема регулирования блока с реактором с водой под давлением, работающего по комбинированной программе:
обозначения те же, что и на рис. 13.3 и 13.4

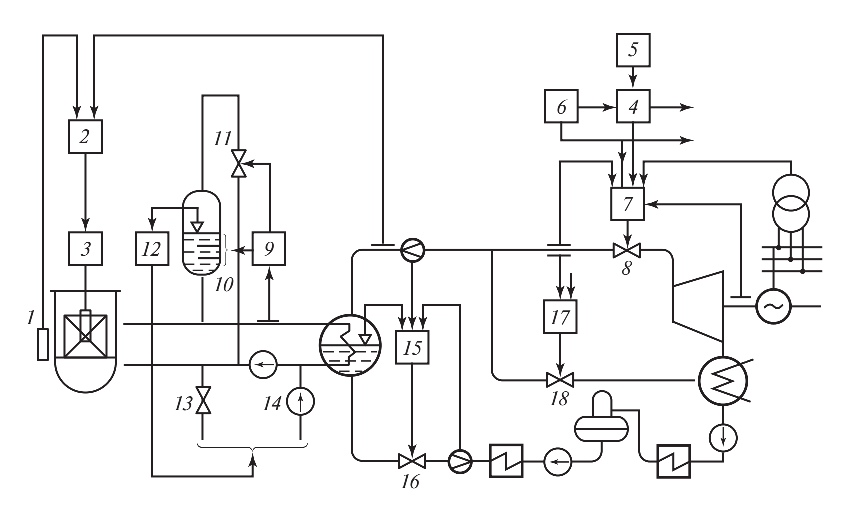


Рис. 13.6. Схема регулирования блока с реактором ВВЭР-440 АЭС «Ловииса»:

1 — ионизационная камера; *2* — регулятор мощности реактора; *3* — приводы регулирующих стержней; *4* — регулятор мощности блока; *5* — регулятор энергосистемы; *6* — устройство ограничения мощности блока; *7* — ЭГСР; *8* — регулирующие клапаны турбины; *9* — регулятор давления компенсатора объема (давления); *10* —нагреватели; *11* — клапан впрыска; *12* — регулятор уровня компенсатора объема; *13* — сливной клапан; *14* — подпиточный насос; *15* — регулятор уровня парогенератора; *16* — РПК; *17* — регулятор максимального давления; *18* — БРУ-К

Для повышения надежности реактор и турбина имеют независимые регуляторы мощности. Для блока принята программа регулирования p_2 = const, осуществляемая регулятором мощности реактора *2*, получающим сигналы по току ионизационных камер *1* и давлению пара во втором контуре и воздействующим на приводы *3* регулирующих стержней. При работе АЭС с постоянной мощностью реактора регулятор *2* поддерживает заданную нейтронную мощность реактора по току ионизационных камер.

Мощность блока устанавливается регулятором *4*, который получает задание от регулятора энергосистемы *5* и обеспечивает экономичное ее распределение между двумя турбинами блока с учетом относительных приростов расхода теплоты и имеющихся ограничений мощности блока и скорости ее изменения. Сигнал ограничения мощности блока вырабатывается устройством *6* в зависимости от состава оборудования, находящегося в работе (от числа турбин, питательных и главных циркуляционных насосов).

Непосредственно мощностью турбины на всех режимах работы управляет электрогидравлическая система регулирования *7*.

Поддержание заданного давления теплоносителя в первом контуре осуществляется регулятором давления компенсатора объема (давления) *9*, который воздействует на семь групп нагревателей *10*, последовательно включающихся при падении давления ниже заданного и выключающихся при его увеличении. В диапазоне давлений выше определенного значения регулятор последовательно открывает (закрывает) четыре пары клапанов впрыска *11*.

Уровень в компенсаторе объема (давления) поддерживается регулятором *12*, задание которому зависит от средней температуры теплоносителя в первом контуре и вычисляется в специальном устройстве, не показанном на схеме. При превышении допустимого уровня открывается сливной клапан *13*, а при понижении его включается подпиточный насос *14*.

Уровень в парогенераторе поддерживается трехимпульсным регулятором *15*, получающим сигналы по уровню в парогенераторе, расходам пара и воды и управляющим регулирующим клапаном *16* на подводе питательной воды.

При аварийном повышении давления пара во втором контуре, например при отключении генератора от сети или закрытии стопорных клапанов турбины, регулятор максимального давления *17* управляет сбросом пара в конденсатор. Клапан быстродействующей редукционной установки (устройства) для сброса пара в обвод турбины в конденсатор (БРУ-К) *18* начинает открываться при повышении давления до 4,8 МПа (нормальное давление 4,5 МПа); открытие его пропорционально отклонению давления. Клапан полностью открывается при давлении 5,2 МПа, время полного открытия составляет 3,5 с.

Во всех рассмотренных схемах автоматического регулирования АЭС мощность блока менялась с помощью регулирования турбины с последующим приведением мощности ядерной паропроизводящей установки (ЯППУ) в соответствие с потребностями турбины в паре. Некоторые современные схемы управления АЭС предусматривают общеблочное регулирование с параллельным изменением мощности турбины и ЯППУ по отклонению частоты в энергосистеме или по заданной мощности.

13.2.2. Энергоблоки с водографитовыми канальными реакторами типа РБМК

Сложность структуры энерговыделения реактора РБМК, работающего в режиме непрерывных перегрузок топлива, и особенно пространственная нестабильность энерговыделения, свойственная реакторам больших размеров, усложняют управление реактором. К тому же по сравнению с корпусными канальные реакторы имеют, как правило, меньшее саморегулирование.

Упрощенная принципиальная схема регулирования энергоблока с реактором РБМК для работы в базисном режиме показана на рис. 13.7. Так как активная зона реактора охлаждается кипящей водой, то для контроля энерговыделения не годятся методы, используемые в реакторах с однофазным теплоносителем, основанные на измерениях приращений температур и расходов в каналах. Поэтому контроль энерговыделения базируется на измерениях плотности нейтронного потока или интенсивности γ-излучения.

Средняя мощность реактора поддерживается регулятором *2*, получающим сигналы от ионизационных камер *1* и воздей-

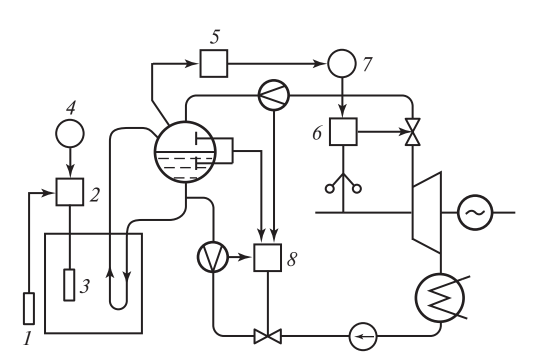


Рис. 13.7. Схема регулирования энергоблока с реактором РБМК:

1 — ионизационная камера; *2* — регулятор средней мощности реактора; *3* — регулирующие стержни; *4* — задатчик регулятора средней мощности реактора; *5* — регулятор давления в барабане-сепараторе; *6* — регулятор частоты вращения турбины; *7* — МУТ; *8* — регулятор уровня в барабане-сепараторе

ствующим на приводы соответствующей группы регулирующих стержней *3*. Кроме них функционально выделены группы стержней, обеспечивающие регулирование объемного энерговыделения и компенсацию эффектов выгорания, отравления и др. На уровне мощности $(0{,}0025…0{,}06)N_{\text{э.ном}}$ работает один регулятор средней мощности. В диапазоне $(0{,}06…1{,}0)N_{\text{э.ном}}$ используются два регулятора, из которых один находится в работе, а другой — в резерве. Резервный регулятор автоматически включается в работу при отключении работавшего из-за неисправности. Предусмотрен непрерывный автоматический контроль исправности измерительных и исполнительных каналов. В случае обнаружения неисправности соответствующий канал отключается. Регулятор в целом сохраняет работоспособность при выходе из строя любого одного из четырех измерительных или исполнительных каналов.

Изменение средней мощности реактора достигается воздействием на задатчик *4* регулятора *2*.

Одним из основных регулируемых параметров энергоблока с реактором кипящего типа является давление пара в паровом контуре, поддерживаемое регулятором давления *5*, получающим импульс по давлению в барабане-сепараторе и воздействующим через МУТ *7* регулятора частоты вращения турбины *6* на ее регулирующие клапаны.

Уровень воды в барабанах-сепараторах регулируется трехимпульсным регулятором уровня *8* с сигналами по уровню и расходам пара и питательной воды. Для обеспечения минимальной разности уровней воды в соседних барабанах-сепараторах их водяные и паровые объемы соединяются несколькими перемычками.

В реакторе РБМК невозможен непосредственный контроль ряда параметров, в том числе связанных с обеспечением безопасности работы АЭС, например энерговыделения и запаса до кризиса теплосъема в топливных кассетах, температуры графитовой кладки в каждой ячейке реактора и т.п. Эти параметры контролируются косвенно на основе оперативных расчетов, проводимых ЭВМ системы централизованного контроля «Скала», использующей в свою очередь результаты более сложных расчетов, периодически проводимых на внешней ЭВМ.

13.2.3. Энергоблоки с корпусными кипящими реакторами

На реактивность кипящего реактора наряду с температурой горючего и замедлителя сильное влияние оказывает образующаяся в теплоносителе паровая фаза. Ее объем в активной зоне определяется давлением в реакторе и тепловыделением. С ростом давления объем паровой фазы уменьшается, из-за лучшего замедляющего действия теплоносителя реактивность, а вместе с ней и мощность реактора повышаются, и давление в реакторе продолжает возрастать. Эта положительная обратная связь для обеспечения устойчивой работы реактора должна быть компенсирована воздействием системы регулирования.

Если давление в реакторе поддерживается постоянным, то остаются две возможности менять его мощность: перемещением регулирующих стержней или изменением расхода теплоносителя. Выдвижением регулирующих стержней освобождается положительная реактивность, мощность реактора растет и парообразование усиливается. При постоянном давлении благодаря саморегулированию реактор автоматически переходит на новый, более высокий уровень мощности.

При увеличении расхода теплоносителя через реактор уменьшается время пребывания паровой фазы в его активной зоне; замедляющее действие теплоносителя, а следовательно, и реактивность реактора возрастают. Связанное с этим увеличение мощности вызывает усиление парообразования с отрицательным обратным воздей-

ствием на реактивность, так что в конце концов устанавливается новый постоянный уровень мощности.

Схема регулирования одноконтурного блока АЭС с водо-водяным корпусным кипящим реактором с принудительной циркуляцией теплоносителя показана на рис. 13.8.

Постоянное давление в контуре поддерживается регулятором давления *5*, который через МУТ *6* (задатчик регулятора частоты вращения турбины *7*) воздействует на регулирующие клапаны турбины. Для уменьшения колебаний давления при изменениях мощности от регулятора мощности блока *3* через динамическую связь *4* на регулятор *5* подается опережающий сигнал, благодаря которому регулирующие клапаны турбины начинают перемещаться до заметного отклонения давления пара.

Для изменения мощности блока регулятор *3*, получающий импульсы по частоте сети f и мощности блока $N_э$ или от вышестоящего регулятора энергосистемы, изменяет уставку регулятору частоты вращения ГЦН *2*.

Изменение мощности реактора воздействием на расход теплоносителя имеет то преимущество, что практически не искажается распределение потока нейтронов, свойственное регулированию перемещением стержней. Только при больших изменениях нагрузки, превышающих 30 % первоначального значения, мощность реактора изменяется дистанционным перемещением регулирующих стержней с небольшой скоростью, причем при последующих меньших колебаниях нагрузки регулирование снова осуществляется изменением расхода теплоносителя.

При постоянном давлении в контуре температура элементов блока, определяющих его маневренность, практически не зависит от мощности, что позволяет менять ее с высокой скоростью и участвовать в регулировании частоты сети даже при неблагоприятных характеристиках энергосистемы.

Для улучшения переходного процесса при набросе нагрузки можно временно уменьшить уставку регулятору давления, чтобы использовать аккумулирующую способность парогенерирующей системы для получения дополнительного количества пара. При изменении уставки регулятора в сторону снижения давления часть воды очень быстро испаряется и в турбину поступает дополнительное количество пара. Длительность этого процесса, однако, ограничена тем обстоятельством, что увеличение расхода пара приводит к уменьшению мощности реактора.

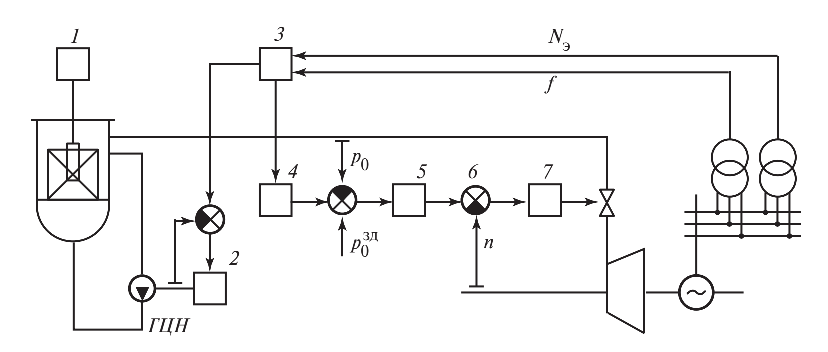


Рис. 13.8. Схема регулирования блока с корпусным реактором, охлаждаемым кипящей водой:
1 — дистанционно управляемый привод регулирующих стержней; *2* — регулятор частоты вращения ГЦН; *3* — регулятор мощности блока; *4* — опережающая динамическая связь; *5* — регулятор давления; *6* — МУТ; *7* — регулятор частоты вращения турбины

13.2.4. Энергоблоки с реакторами на быстрых нейтронах

Регулирование АЭС с реакторами на быстрых нейтронах рассмотрим на примере блока № 3 Белоярской АЭС с реактором БН-600 и тремя турбинами К-200-130 с промежуточным перегревом пара.

В качестве теплоносителя в БН-600, как и во всех других эксплуатируемых энергетических реакторах на быстрых нейтронах, используется жидкий натрий. Важной его особенностью является высокая химическая активность во взаимодействии с кислородом воздуха и особенно с водой. Поэтому для обеспечения безопасности АЭС выбрана трехконтурная схема отвода теплоты от реактора, причем в промежуточном контуре также используется натриевый теплоноситель. Особенностями установки также являются большой нагрев теплоносителя в активной зоне, высокие параметры пара перед турбинами, использование прямоточных парогенераторов.

Программа регулирования блока показана на рис. 13.9. В диапазоне малых нагрузок (до $0{,}25N_{э.ном}$) расходы теплоносителя в первом и втором контурах постоянны и, следовательно, разности температур теплоносителя пропорциональны мощности. При больших мощностях расходы теплоносителя в обоих контурах регулируются пропорционально мощности. При выбранных зависимостях расходов и температур от мощности обеспечивается постоянство температур как свежего пара, так и промежуточного перегрева, причем последняя не регулируется.

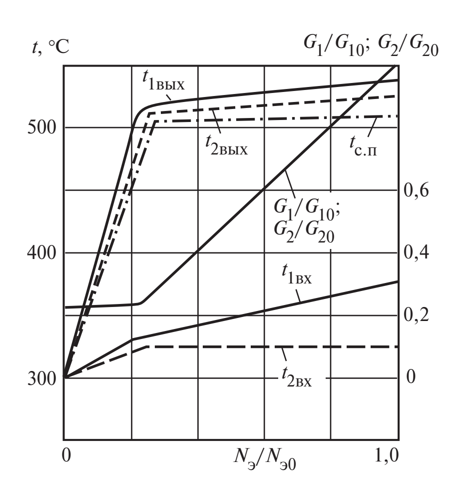


Рис. 13.9. Программа регулирования блока с реактором на быстрых нейтронах БН-600

Схема регулирования блока показана на рис. 13.10. Регулятор мощности реактора *3* получает импульс по температуре теплоносителя $t_{1вых}$ на выходе из реактора, а также через дифференциатор *10* исчезающие сигналы по току ионизационной камеры *1* и по расходу теплоносителя через реактор.

Расход теплоносителя первого контура регулируется по каждой петле в отдельности изменением частоты вращения приводящих ГЦН-1 асинхронных электродвигателей, выполненных с фазным ротором. На ток ротора, от которого зависит частота вращения двигателя, воздействуют не показанные на схеме специальные регуляторы. При интегральной компоновке всего основного оборудования первого контура в корпусе реактора расход теплоносителя в каждой петле не измеряется, а рассчитывается в специальном вычислительном устройстве, которое получает информацию о частоте вращения ГЦН-1 во всех трех петлях, о положении их обратных клапанов и общем расходе теплоносителя через реактор. Сигнал вычисленного расхода в регуляторе расхода *11* сравнивается с заданием, которое устанавливается общим задатчиком регулятора мощности реактора и регулятора расхода теплоносителя первого контура *12*. При рассогласовании этих сигналов регулятор *11* меняет частоту вращения ГЦН-1 до его исчезновения.

При участии блока в статическом регулировании частоты сети на задатчик *12* воздействует регулятор мощности блока *13*, получающий сигнал по отклонению час-

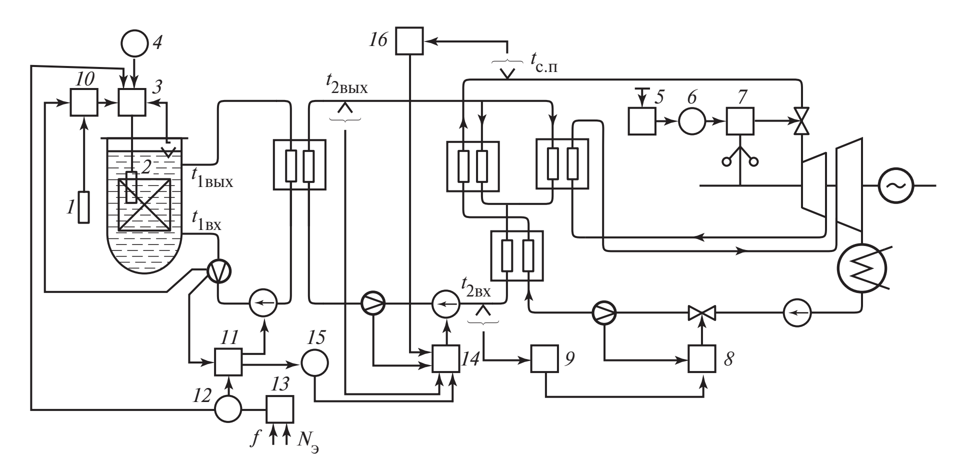


Рис. 13.10. Схема регулирования блока с реактором на быстрых нейтронах:

1 — ионизационная камера; *2* — регулирующий стержень; *3* — регулятор мощности реактора; *4* — задатчик регулятора мощности реактора; *5* — регулятор давления пара «до себя»; *6* — МУТ; *7* — регулятор частоты вращения турбины; *8* — регулятор расхода теплоносителя третьего контура; *9* — корректирующий регулятор температуры теплоносителя второго контура; *10* — дифференциатор; *11* — регулятор расхода теплоносителя первого контура; *12* — общий задатчик регулятора мощности реактора и регулятора расхода теплоносителя первого контура; *13* — регулятор мощности блока; *14* — регулятор расхода теплоносителя второго контура; *15* — динамическая связь; *16* — корректирующий регулятор температуры свежего пара

тоты сети. При работе блока в базисном режиме регулятор *13* отключается и воздействие на задатчик *12* осуществляется оператором вручную. При изменении мощности блока задатчик *12*, воздействуя на регулятор *3*, меняет заданное ему значение выходной температуры $t_{1\text{вых}}$ теплоносителя первого контура в зависимости от мощности в соответствии с программой, показанной на рис. 13.9.

При малых нагрузках (до $0{,}25N_{\text{э.ном}}$), когда расходы теплоносителя в контурах должны оставаться постоянными, мощность реактора изменяется воздействием на регулятор *3* через задатчик *4*. Регуляторы расхода теплоносителя второго контура *14* получают импульсы по расходу и температуре теплоносителя второго контура $t_{2\text{вых}}$ на выходе из промежуточного теплообменника. Соотношение коэффициентов передачи по этим каналам определяется требуемым законом изменения температуры $t_{2\text{вых}}$ в зависимости от мощности. Для улучшения динамики регулирования на регулятор *14* также поступают опережающий сигнал по расходу первого контура петли через динамическую связь *15* и сигнал от корректирующего регулятора *16* температуры свежего пара $t_{\text{с.п}}$ на выходе из основного пароперегревателя данной петли. Коррекция температуры свежего пара во всех петлях одновременно осуществляется воздействием вручную на задатчик *4*.

Подача питательной воды в парогенератор управляется регулятором расхода *8*, задание которому изменяется корректирующим регулятором *9*, поддерживающим постоянной температуру теплоносителя на выходе из парогенератора. Регулирование давления пара перед турбиной осуществляет регулятор давления «до себя» *5*, воздействующий через механизм управления турбиной *6* на ее регулирующие клапаны.

13.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Регулирование влажно-паровых турбин АЭС рассмотрим на примере системы регулирования паровой турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ.

Турбина оснащена комбинированной системой регулирования, состоящей из основной — электрогидравлической системы регулирования (ЭГСР) и резервной — гидравлической системы регулирования (ГСР). Обе системы имеют общую гидравлическую исполнительную часть; ЭГСР выполнена с электронной управляющей частью, а ГСР — с гидравлической.

13.3.1. Парораспределение турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ

Надежность и экономичность турбин АЭС в значительной степени определяется исполнительными органами систем регулирования и защиты, которыми являются органы парораспределения: регулирующие и стопорные клапаны и заслонки. Характерные для АЭС большие объемные расходы пара обусловили большие размеры клапанов, что затруднило их компоновку и потребовало более компактного выполнения паровпуска. Вместе с тем из-за сравнительно малого располагаемого теплоперепада возрастает влияние на КПД турбин АЭС неизбежных потерь на дросселирование в полностью открытых пароподводящих органах. Поэтому в турбине К-1000-5,9/25-2, как и во многих других турбинах АЭС, применены совмещенные стопорно-регулирующие клапаны перед ЦВД и поворотные регулирующие заслонки перед ЦНД.

Принципиальная схема парораспределения турбины представлена на рис. 13.11. Пар в турбину подводится через четыре комбинированных *стопорно-регулирующих клапана*, объединенных в два блока, расположенных по обе стороны *ЦВД*.

Из *ЦВД* пар направляется в четыре сепаратора-пароперегревателя (*СПП*), откуда после сепарации и двухступенчатого перегрева поступает в два ресивера, из которых питаются три *ЦНД*. К каждому *ЦНД* пар подводится двумя паропроводами, на которых непосредственно перед *ЦНД* установлены *поворотные регулирующие заслонки*

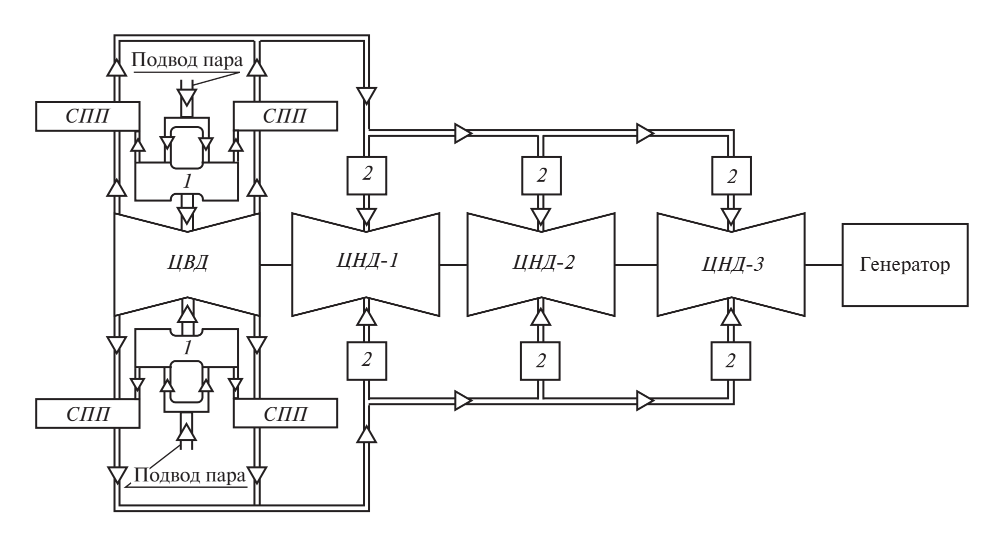


Рис. 13.11. Принципиальная схема парораспределения турбины К-1000-5,9/25-2:
1 — блоки стопорно-регулирующих клапанов; *2* — регулирующие заслонки промперегрева

промперегрева. На некоторых турбинах К-1000-5,9/25-2, кроме того, на ресиверах установлены поворотные отсечные (стопорные) заслонки.

Стопорные клапаны и отсечные заслонки являются исполнительными органами системы защиты. Регулирующие клапаны и заслонки промперегрева управляются системами регулирования и защиты.

Стопорные клапаны, отсечные и регулирующие заслонки перемещаются индивидуальными односторонними пружинными сервомоторами. Каждая пара регулирующих клапанов, расположенных по одну сторону турбины, управляется одним общим двусторонним главным сервомотором через кулачковые распределительные устройства. Так как турбина выполнена с дроссельным парораспределением, то все регулирующие клапаны движутся синхронно и параллельно.

Стопорно-регулирующий клапан (СРК). В комбинированном стопорно-регулирующем клапане (рис. 13.12) оба клапана опираются на одно и то же седло *2*: стопорный клапан — на верхнюю часть седла, а регулирующий клапан — на нижнюю. На нижнем конце штока каждого клапана выполнены разгрузочные клапаны, с помощью которых СК и РК разгружаются от паровых усилий.

Стопорный клапан *5* имеет внешнюю разгрузку: открытие его разгрузочного клапана *6* при закрытом и достаточно плотном регулирующем клапане *3* выравнивает давление перед стопорным клапаном и за ним. Разгрузка регулирующего клапана внутренняя: при открытии его разгрузочного клапана *4* снижается давление над основным клапаном, куда пар поступает через узкий кольцевой зазор между стопорным и регулирующим клапанами. Такое сочетание способов разгрузки обеспечивает *паровую блокировку* открытия стопорного клапана: при открытом или неплотном регулирующем клапане давление под стопорным клапаном не может повыситься настолько, чтобы сервомотор стопорного клапана мог оторвать его от седла.

Клапаны перемещаются своими сервомоторами посредством соосных штоков — шток *7* регулирующего клапана проходит внутри трубчатого штока *8* стопорного клапана.

Регулирующий клапан имеет *паровое нагружение*, которое осуществляется паром, протекающим через переменный зазор между буртиком на нижней части чаши стопорного клапана и конической внутренней поверхностью разгрузочного цилиндра *16* регулирующего клапана. Зазор возрастает с подъемом клапана так, что при верхнем положении стопорного клапана паровые усилия, действующие на регулирующий клапан, направлены вниз во всем диапазоне хода клапана. Этим устраняется осевая вибрация регулирующего клапана, которая могла бы привести к обрыву его штока. Клапан открывается рычагом *11* распределительного устройства, а закрывается пружинами *12*.

Стопорный клапан удерживается от вращения паровым потоком силой трения между клапаном и крышкой, к которой он прижимается сервомотором. Регулирующий клапан фиксируется по отношению к стопорному двумя зубьями, входящими в продольные пазы на внутренней поверхности стопорного клапана. Чтобы предотвратить закручивание потока и образование кольцевого вихря, в корпусе СРК отлито вертикальное ребро.

Для уплотнения штоков в крышке клапана установлены лабиринтные втулки, а на штоке регулирующего клапана выполнены кольцевые канавки. Прошедший через уплотнение *15* пар отводится в регенеративные отборы и отсасывается эжектором уплотнений.

Стопорный клапан в работе может занимать одно из двух положений — нижнее (полностью закрыт) или верхнее (полностью открыт).

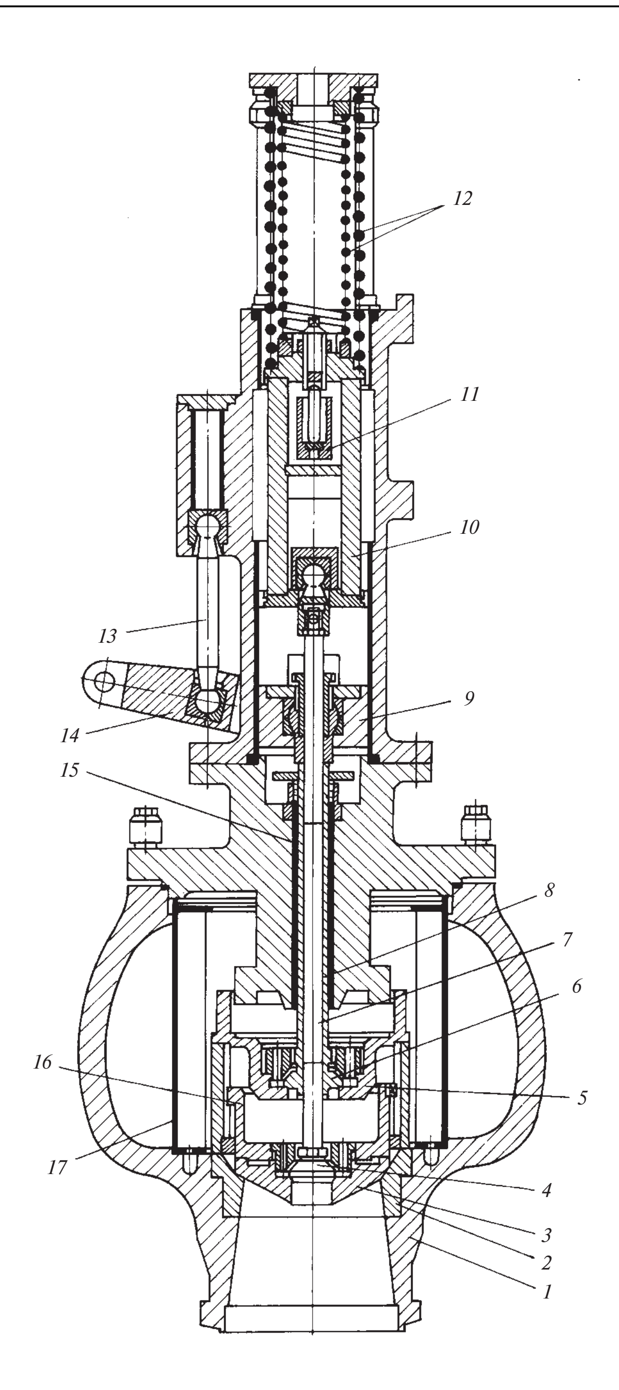


Рис. 13.12. Стопорно-регулирующий клапан:

1 — корпус; *2* — седло; *3* — регулирующий клапан (РК); *4* — разгрузочный клапан РК; *5* — стопорный клапан (СК); *6* — разгрузочный клапан СК; *7* — шток РК; *8* — шток СК; *9* — ползун СК; *10* — ползун РК; *11* — рычаг распределительного устройства; *12* — пружины; *13* — маятниковая опора; *14* — рычаг привода СК; *15* — уплотнение; *16* — разгрузочный цилиндр; *17* — паровое сито

Стопорный и регулирующий клапаны могут перемещаться на полный ход независимо один от другого при любом положении каждого из них. Вместе с независимостью их приводов это придает им почти такую же надежность, какую имеют раздельно стоящие СК и РК, но при почти вдвое меньшей потере давления при полной нагрузке турбины. Некоторое снижение надежности связывается с тем, что попадание под клапан твердого предмета выводит из строя одновременно оба клапана. Как показал многолетний опыт эксплуатации, эта опасность практически устраняется установкой в корпусе клапана прочного парового сита *17*, выполненного из жаропрочной нержавеющей стали. Стопорный и регулирующий клапаны, их штоки, ползуны и шарнирные опоры изготовлены из хромомолибденовой стали. Поверхности этих деталей упрочнены азотированием для повышения износостойкости и устойчивости к эрозии.

Седло выполнено из жаропрочной нержавеющей стали, посажено в расточку корпуса *1* и начеканено по всей окружности.

Характеристика СРК

Стопорный клапан:
- диаметр, мм 600
- ход, мм 100

Разгрузочный клапан СК:
- диаметр, мм 180
- ход, мм 7

Регулирующий клапан:
- диаметр, мм 480
- ход, мм 125

Разгрузочный клапан РК:
- диаметр, мм 150
- ход, мм 12

13.3.2. Электрогидравлическая система регулирования

Начиная с турбины К-500-5,9/25 блока № 5 Нововоронежской АЭС, ХТЗ оснащает выпускаемые им турбины *автоматизированными системами управления турбиной* (АСУТ). В состав АСУТ-1000-2Р турбины К-1000-5,9/25-2 входит электрогидравлическая система регулирования, обеспечивающая пусковые, эксплуатационные и противоаварийные режимы управления турбиной с поддержанием на заданном уровне параметров турбоустановки (частоты вращения ротора, мощности, давления свежего пара), а также связи с внешними системами.

Электрогидравлическая система регулирования турбины, структурная схема которой представлена на рис. 13.13, состоит из электронной управляющей и гидравлической исполнительной частей.

В электронную часть ЭГСР (ЭЧ ЭГСР) входят:

- управляющий вычислительный комплекс (УВК);
- согласующие устройства (СУ);
- пульт управления и отображения информации;
- датчики положения главных сервомоторов и их отсечных золотников;
- электромеханические преобразователи [ЭМП-А(Б)].

Трехканальный УВК выполнен на базе микроэлектронной вычислительной техники и предназначен для программно-аппаратной обработки стандартных входных аналоговых сигналов (0—5 мА), входных и выходных дискретных сигналов (24—27 В) и программной реализации алгоритма работы ЭГСР.

Трехканальные СУ ЭГСР предназначены для аппаратной обработки нестандартных входных сигналов (частоты вращения и активной электрической мощности турбогенератора) и выдачи управляющих сигналов на ЭМП-А(Б).

Электромеханические преобразователи связывают СУ ЭГСР с гидравлической частью системы регулирования, входя в состав электрогидравлических преобразователей [ЭГП-А(Б)], и осуществляют преобразование управляющих сигналов (токов) от ЭЧ ЭГСР в перемещение штоков ЭГП-А(Б) и тем самым в изменение давления в линиях управления ЭГСР.

Троированные датчики положения сервомоторов и отсечных золотников выдают

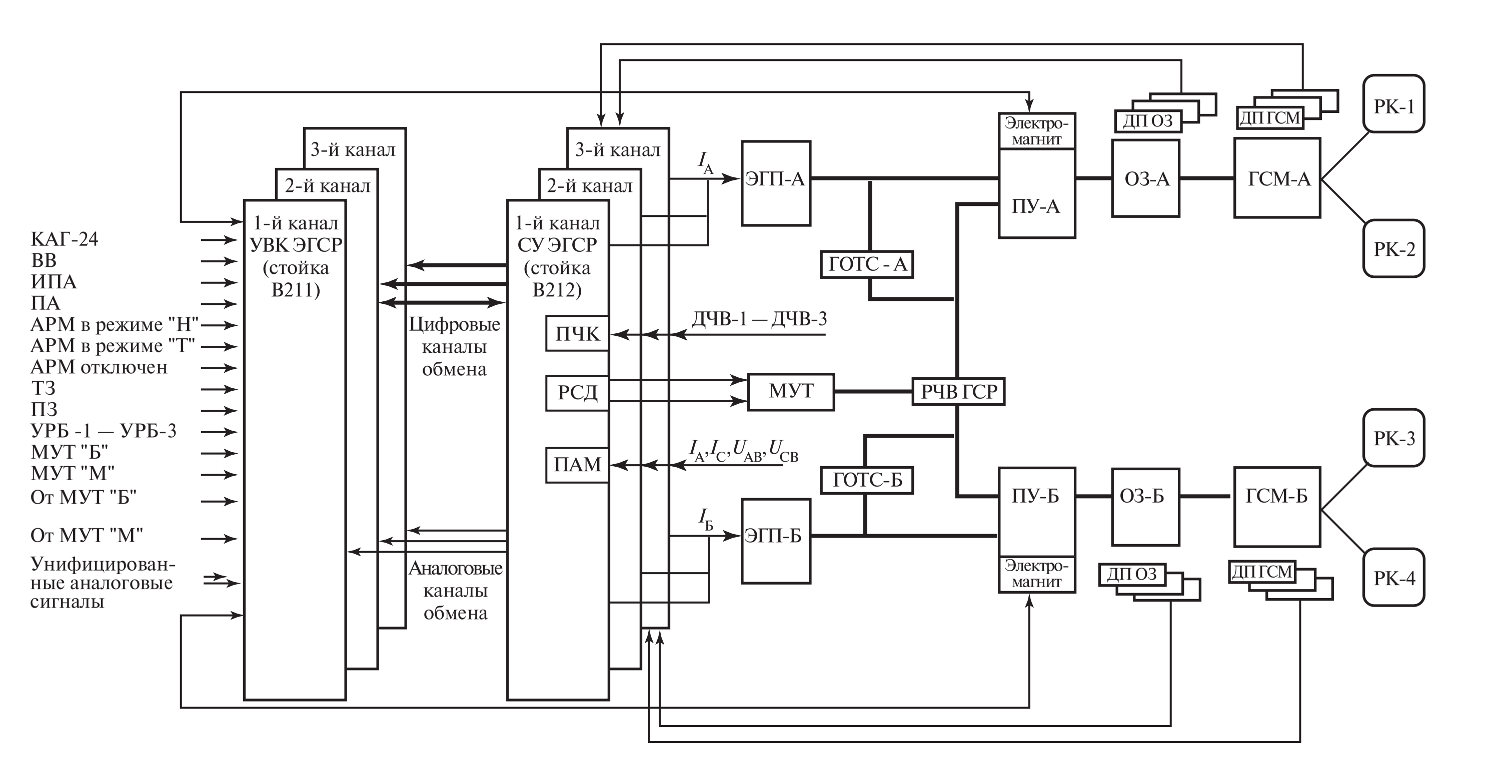


Рис. 13.13. Структурная схема ЭГСР:

КАГ-24 — выключатель генератора; ВВ — высоковольтный выключатель; ИПА — импульсная противоаварийная автоматика; ПА — противоаварийная автоматика; АРМ — автоматический регулятор мощности реактора; ТЗ — технологические защиты; ПЗ — предварительная защита; УРБ — ускоренная разгрузка блока; ПЧК — преобразователь «частота — код»; ПАМ — преобразователь активной мощности; ДЧВ — датчик частоты вращения; ДП — датчик положения

сигналы обратной связи для формирования управляющих токов на ЭГП-А(Б).

В гидравлическую часть ЭГСР (ГЧ ЭГСР) входят:

- переключающие устройства [ПУ-А(Б)] рода работы (ЭГСР-ГСР);
- отсечные золотники [ОЗ-А(Б)];
- главные сервомоторы [ГСМ-А(Б)];
- электрогидравлические преобразователи;
- гидравлический ограничитель скачка нагрузки и темпа ее изменения [ГОТС-А(Б)].

Гидравлическая исполнительная часть ЭГСР входит в состав резервной гидравлической системы регулирования, которая при выходе из строя ЭЧ ЭГСР может работать самостоятельно. Для этого в ее состав включены:

- импеллер — гидравлический датчик частоты вращения;
- регулятор частоты вращения;
- механизм управления турбиной.

При нормальной работе ЭГСР гидравлическая система регулирования находится в стерегущем режиме и не оказывает влияния на работу турбоагрегата. При потере работоспособности ЭГСР (отказ датчиков, исчезновение их питания и др.) управление турбиной *автоматически* передается ГСР выдачей команды от ЭЧ ЭГСР на перевод переключающих устройств в положение «ГСР». Обратный переход с резервной системы на основную осуществляется по команде оператора с БЩУ.

Для безударного перехода с ЭГСР на ГСР реализованный в ЭЧ ЭГСР *регулятор соотношения давлений* (РСД) выравнивает давление в линии управления ГСР с давлением в линии управления ЭГСР. Регулятор автоматически включается в работу после перевода ПУ-А(Б) в положение «ЭГСР».

Между линиями управления ЭГСР и ГСР установлены *предохранительные клапаны*, выполняющие роль *гидравлических ограничителей скачка нагрузки и темпа ее последующего изменения*. Когда давление масла в линии управления ЭГСР превысит давление в линии управления ГСР на 0,17—0,2 МПа, клапан вступает в работу и ограничивает значение наброса мощности, вызываемого ростом давления в линии управления ЭГСР в случае отказа ЭЧ ЭГСР.

При управлении регулирующими клапанами турбины от ЭГСР переключающие устройства соединяют отсечные золотники главных сервомоторов с линиями управления ЭГСР-А(Б) и отключают от линий управления ГСР.

Формирование управляющего тока $I_{А(Б)}$ на ЭГП-А и ЭГП-Б выполнено раздельно по трехканальной схеме.

Электрогидравлическая система регулирования может работать в одном из следующих режимов:

- слежения;
- опробования регулирующих клапанов;
- разворота;
- регулирования частоты;
- регулирования мощности;
- регулирования давления пара в главном паровом коллекторе (РД-1);
- регулирования давления пара в главным паровом коллекторе с пониженной уставкой (РД-2);
- регулирования давления пара и мощности (РДМ);
- сброса нагрузки;
- расхаживания клапанов;
- контроля.

Режим слежения. При включении переключающих устройств в положение «ГСР» ЭГСР переходит в режим «слежения» за положением регулирующих клапанов. При этом значения управляющего тока на ЭГП-А и ЭГП-Б должны быть близки к нулевым, чтобы при переводе переключающих устройств в положение «ЭГСР» обеспечить безударный переход в один из режимов в соответствии с иерархией команд и сигналов.

Режим разворота. На этом режиме ЭГСР осуществляет все предпусковые и пусковые операции, включая собственно разворот турбины, ручной или полуавтома-

тический, и синхронизацию генератора с энергосистемой.

Режим опробования регулирующих клапанов предназначен для проверки работоспособности электрогидравлического следящего привода и регулятора соотношения давлений на остановленной турбине с возможностью открытия регулирующих клапанов от ЭГСР на полный ход.

Режим регулирования мощности предназначен:

а) для поддержания совместно с регулятором мощности реактора АРМ-5С мощности энергоблока на уровне, задаваемом оператором;

б) первоначального нагружения турбины до уровня мощности собственных нужд (70 МВт) за 2—5 с после включения генератора в сеть;

в) планового изменения мощности блока со скоростью 5, 10, 15, 20 МВт/мин, выбираемой оператором, и поддержания мощности на заданном уровне в диапазоне 70—1100 МВт.

Режим регулирования давления пара перед турбиной РД-1 предназначен для поддержания заданного давления пара в главном паровом коллекторе (ГПК) и тем самым приведения нагрузки турбины в соответствие с тепловой мощностью реактора.

Режим регулирования давления пара с пониженной уставкой РД-2 является односторонним и предназначен для предотвращения падения давления в ГПК ниже заданного предела. Рост давления в ГПК при этом обеспечивается нагружением реакторной установки или снижением электрической мощности турбогенератора ключом управления.

Режим регулирования давления пара и мощности предназначен для регулирования мощности турбины и совместно с АРМ-5С мощности энергоблока в стационарном режиме, а также при плановых и внеплановых изменениях мощности.

В режиме РДМ ЭГСР корректирует электрическую мощность турбогенератора, заданную оператором, в соответствии со статической характеристикой «мощность — давление пара в ГПК».

Режим регулирования частоты предназначен для участия энергоблока в поддержании частоты в энергосистеме путем изменения мощности турбины в соответствии со статической характеристикой «частота — мощность», а также для регулирования мощности турбины при синхронных качаниях в сети.

Режим сброса нагрузки включается автоматически при отключении выключателя генератора или воздушного выключателя блока и предназначен для защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения. При переводе турбины на холостой ход и отключении воздушного выключателя электрическая нагрузка сбрасывается до уровня собственных нужд, а при отключении выключателя генератора — до нуля.

Режим контроля включается только из режима слежения и предназначен для проверки работоспособности ЭГСР на разных режимах, когда ПУ-А(Б) находятся в положении «ГСР». При этом может быть включен один из режимов ЭГСР, но работа ее в данном случае отличается от работы в штатном режиме тем, что линии управления от ЭГП-А(Б) отсечены от сервомоторов переключающими устройствами.

Режим расхаживания регулирующих клапанов предназначен:

а) для расхаживания регулирующих клапанов сторон «А» и «Б» турбины при работе ЭГСР;

б) проверки на остановленной турбине работоспособности защиты «Отличие положения сервомоторов более 30 % номинального хода при работе турбины на ЭГСР» и блокировки «Перекос РК более 20 %» по переводу ПУ-А(Б) в положение «ГСР».

Для предотвращения срабатывания защиты при проведении расхаживания регулирующих клапанов на мощности перемещение их программно ограничено значением ±33 мм от исходного положения.

13.3.3. Конструкции элементов ЭГСР

Электрогидравлический преобразователь. Электрогидравлический преобразователь ЭГСР обеспечивает передачу сигналов, сформированных в электронной управляющей части ЭГСР, в исполнительную гидравлическую часть системы.

Составной частью ЭГП является *электромеханический преобразователь* (рис. 13.14), в котором входной электрический токовый сигнал преобразуется в механическое перемещение штока ЭМП.

В кольцевом зазоре магнитной системы ЭМП, образованной корпусом *2* и сердечником *4*, обмоткой подмагничивания *3* создается постоянное магнитное поле. В нем помещена динамическая катушка *6*, на которую подается электрический сигнал. В результате взаимодействия постоянного тока, протекающего в катушке, с постоянным магнитным полем она перемещается вниз или вверх в зависимости от направления тока. Это перемещение при неизменных параметрах динамической катушки и магнитной индукции в воздушном зазоре пропорционально протекающему в катушке току.

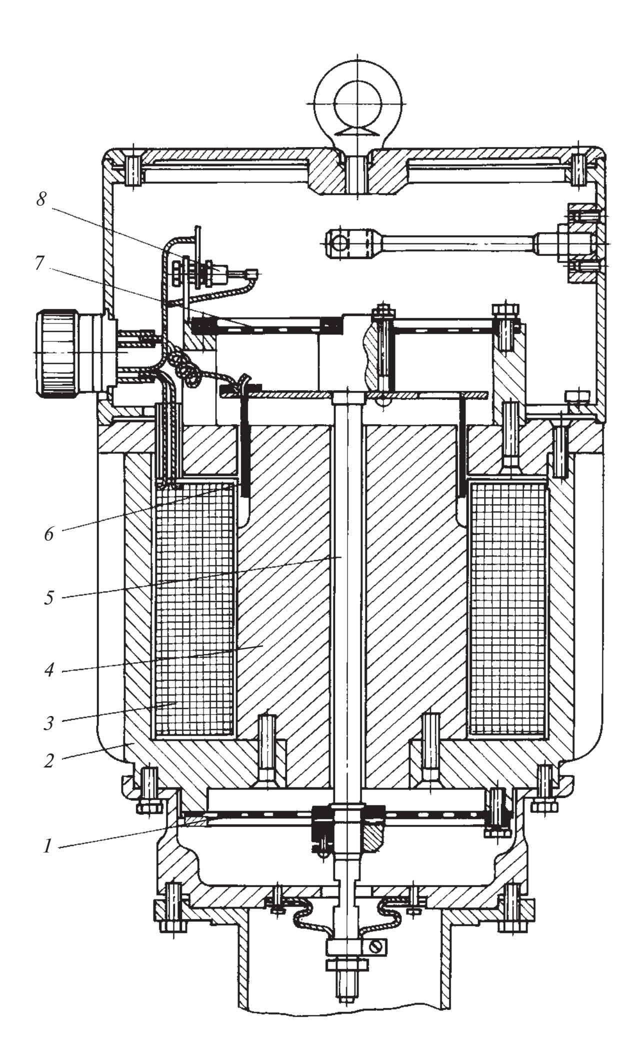


Рис. 13.14. Электромеханический преобразователь:

1, *7* — пружины; *2* — корпус; *3* — обмотка подмагничивания; *4* — сердечник; *5* — шток; *6* — динамическая катушка; *8* — диод

Динамическая катушка подвешена на плоских пружинах *1*, *7* и через шток *5* и муфту жестко связана с золотником ЭГП.

При потере питания обмотки подмагничивания в динамической катушке индуктируется ток, вызывающий перемещение штока ЭМП в направлении закрытия регулирующих клапанов турбины. Для предотвращения ложного закрытия клапанов параллельно обмотке подмагничивания установлен диод *8*, который шунтирует отрицательную противоЭДС, возникающую на выводах обмотки подмагничивания в этом случае.

В электрогидравлическом преобразователе (рис. 13.15) перемещение штока ЭМП приводит к изменению слива из линии первого усиления.

Золотник *2* ЭГП вставлен в корпус сопл *3* и прижат к нему через подшипник *4* давлением силового масла в камере *Б*. В корпусе *3* размещены сопла *11*, *13*, камеры *В* и *Г* которых связаны каналами с камерами *А* и *Д* над золотником и под ним. Между

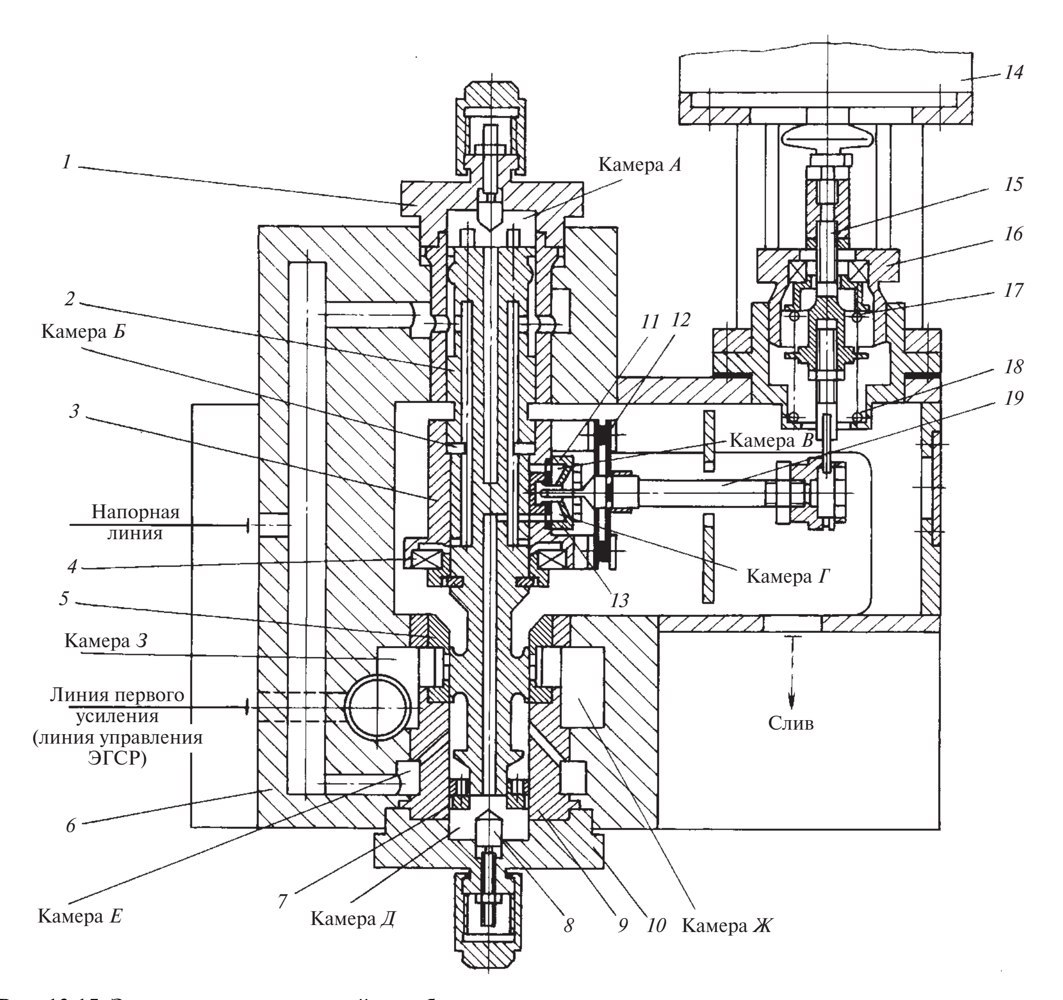


Рис. 13.15. Электрогидравлический преобразователь:

1 — верхняя крышка; *2* — золотник; *3* — корпус сопл; *4* — подшипник; *5* — вставка; *6* — корпус; *7* — сопла; *8* — упор; *9* — букса; *10* — нижняя крышка; *11*, *13* — управляющие сопла; *12* — плоская пружина; *14* — ЭМП; *15* — шток; *16* — втулка: *17, 18* — пружины; *19* — лопатка

соплами вставлена лопатка *19*, управляющая своим плоским выступом сливами из камер *А* и *Д*, куда масло подводится через сопла *7* на торцах золотника. Лопатка с одной стороны прикреплена плоской пружиной *12* к корпусу сопл, а с другой — также через плоскую пружину к штоку *15*, жестко связанному со штоком ЭМП *14*. Золотник *2*, нагруженный давлениями в камерах *А* и *Д*, находится в равновесии, когда эти давления равны.

Перемещение штока *15* зависит от электромагнитной силы, действующей на динамическую катушку ЭМП, и жесткости всех пружин. При смещении штока лопатка поворачивается и меняет слив из камер *А* и *Д*, а значит, и давления в них. Возникший перепад давлений сместит золотник и связанный с ним корпус сопл в сторону камеры с меньшим давлением. Перемещение золотника будет продолжаться до тех пор, пока не исчезнет возникший перепад давлений. Так как равновесие золотника наступает при одних и тех же зазорах между соплами и лопаткой, которая опирается через пружину на корпус *3*, движущийся вместе с соплами, то лопатка из одного равновесного положения в другое перемещается параллельно самой себе. Следовательно, ход золотника в точности равен ходу штока *15*, за которым он «следит». При смещении золотника ЭГП из среднего положения, которое он занимает на всех установившихся режимах работы турбины, линия первого усиления, связанная с главным сервомотором, через кольцевую камеру *3* сообщается либо с силовой линией (камера *Е*), либо с дренажом.

Предохранительный клапан. Между линиями управления ЭГСР и ГСР установлены предохранительные клапаны (рис. 13.16), играющие роль гидравлической блокировки и позволяющие осуществить переход с ЭГСР на ГСР при одновременном отказе ЭГСР и переключающих устройств. Кроме того, предохранительный клапан выполняет функции ограничителя скачка нагрузки и темпа ее изменения.

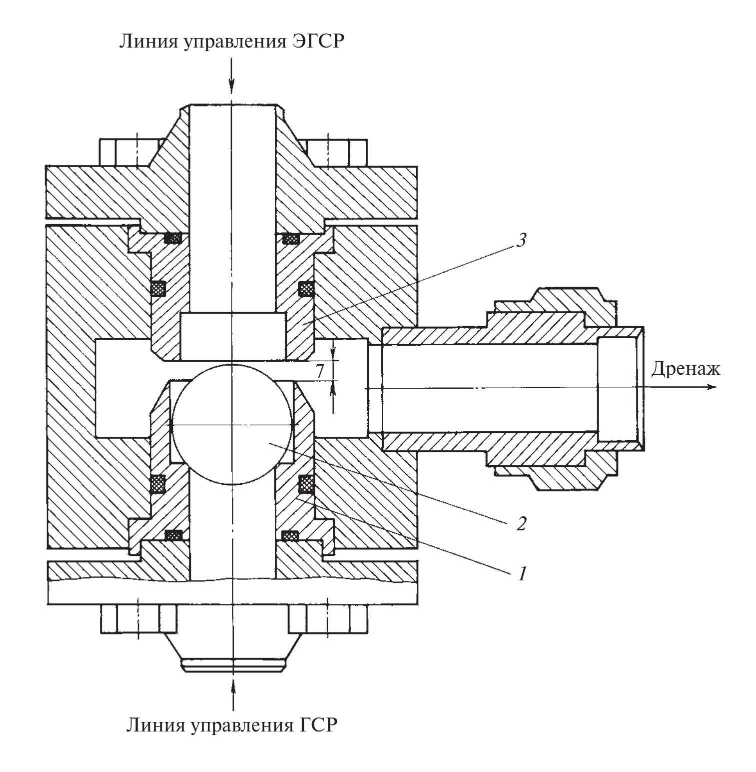


Рис. 13.16. Предохранительный клапан:
1 — направляющий цилиндр; *2* — шарик; *3* — верхнее седло

Шарик *2* предохранительного клапана нагружен сверху давлением в линии управления ЭГСР, а снизу — давлением в линии управления ГСР. Площадь верхнего седла *3* примерно на 20 % меньше площади диаметрального сечения шарика. Поэтому при равенстве давлений в линиях ЭГСР и ГСР шарик плотно прижат к седлу и надежно закрывает слив из линии ЭГСР. Незначительный слив масла в дренаж через небольшой зазор между шариком и направляющим цилиндром *1* способствует удалению воздуха из этой линии.

Если при работе ЭГСР команды на закрытие главного сервомотора будут одновременно поданы регулятором частоты вращения и через ЭГП ЭГСР, то одновременно снизятся давления в линиях управления ГСР и ЭГСР и шарик останется прижатым к седлу линии ЭГСР.

Если же при работе ЭГСР одновременно откажут ЭГП ЭГСР и электромагнитное переключающее устройство, передающее управление ГСР, то при некотором снижении давления в линии управления ГСР шарик сместится в ее сторону, что приведет к падению давления в линии управления ЭГСР над отсечным золотником главного сервомотора и закрытию клапанов независимо от сигнала ЭГП ЭГСР.

Через предохранительные клапаны независимо от положения переключающих устройств также осуществляется слив масла из линий управления ЭГСР при срабатывании защит турбины.

Если по какой-либо причине из электронной управляющей части ЭГСР поступит команда на быстрое значительное нагружение турбины, то давление в линии управления ЭГСР начнет резко расти. Когда оно превысит давление в линии управления ГСР на 20 %, шарик откроет слив масла из линии ЭГСР, ограничив этим наброс нагрузки на турбине примерно в 20 % номинальной. Дальнейшее нагружение турбины станет возможным лишь по мере того, как регулятор соотношения давлений будет поднимать давление в линии ГСР. Следовательно, темп нагружения турбины будет определяться не ЭГП ЭГСР, а РСД, скорость действия которого равна скорости воздействия МУТ.

Таким образом, предохранительный клапан при работе ЭГСР защищает турбину от чрезмерного (более 20 %) наброса нагрузки и ограничивает темп ее повышения на уровне скорости нагружения с помощью МУТ.

Переключающее устройство. Переключающее устройство (рис. 13.17) предназначено для переключения управления турбиной с ЭГСР на ГСР и наоборот. Это переключение может выполняться вручную или дистанционно.

На дифференциальный золотник *2* переключающего устройства, перемещающийся в буксе *9*, действует разность усилий от давления силового масла на кольцевой уступ золотника в камере *А* и от давления масла на его торец в камере *В*. При выбранном соотношении площадей кольцевого уступа и торца золотник находится в равновесии, когда давление в камере *В* составляет 20 % давления в камере *А*.

Масло в камеру *В* поступает из силовой линии (камера *А*) по центральному сверлению в золотнике через пакет дроссельных шайб *1* и сливается из нее через зазор между соплом *4* и заслонкой *5*, который самоустанавливается таким, чтобы давление в камере *В* было равновесным. Зазор определяется сопротивлением пакета дроссельных шайб и диаметром сопла. До подачи масла в систему регулирования золотник находится на механическом упоре *11*.

Заслонка, за которой «следит» золотник, перемещается двухпозиционным электромагнитом *6*. Чтобы уменьшить перекашивающее воздействие на шток электромагнита *7*, усилие от него на заслонку передается через иглу *8*.

При верхнем положении золотника линия управления ЭГСР соединяется с отсечным золотником, а линия ГСР отсекается. При нижнем положении золотника, наоборот, с отсечным золотником соединяется линия управления ГСР, а линия ЭГСР отсекается. Соединение осуществляется

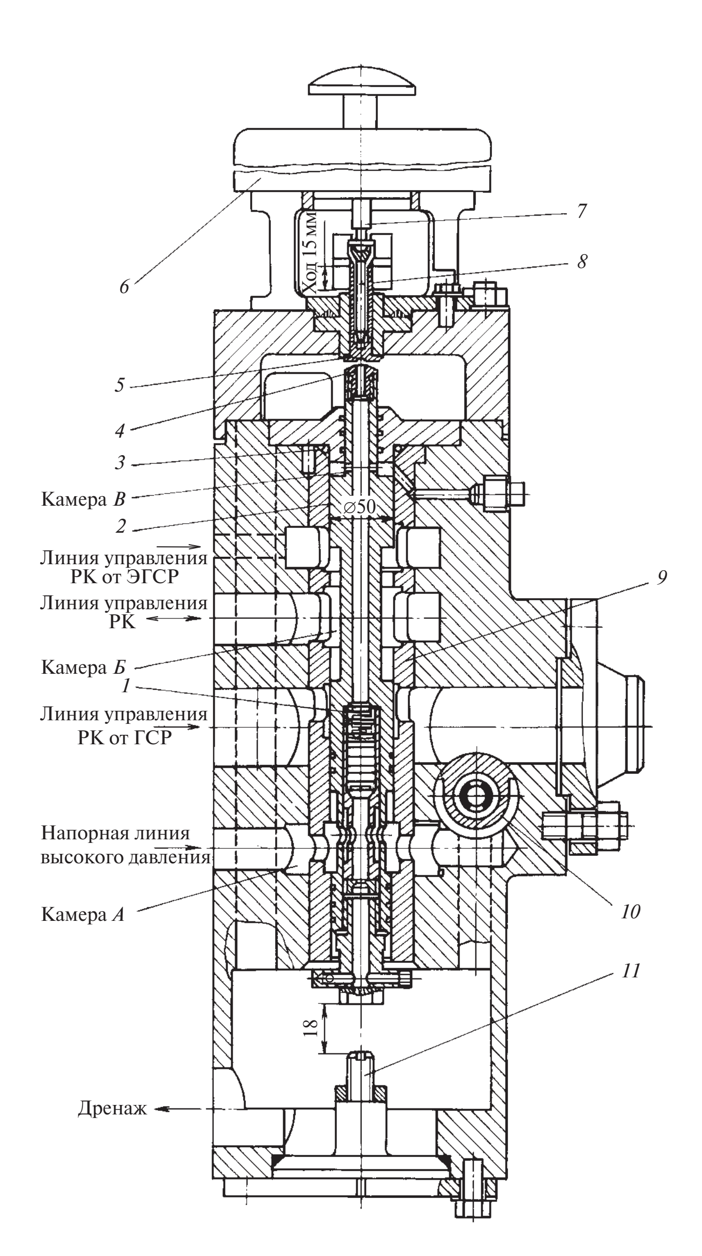


Рис. 13.17. Переключающее устройство:

1 — пакет дроссельных шайб; *2* — дифференциальный золотник; *3* — резиновое кольцо; *4* — сопло; *5* — заслонка; *6* — двухпозиционный магнит; *7* — шток электромагнита; *8* — игла; *9* — букса; *10* — дроссельное устройство; *11* — механический упор

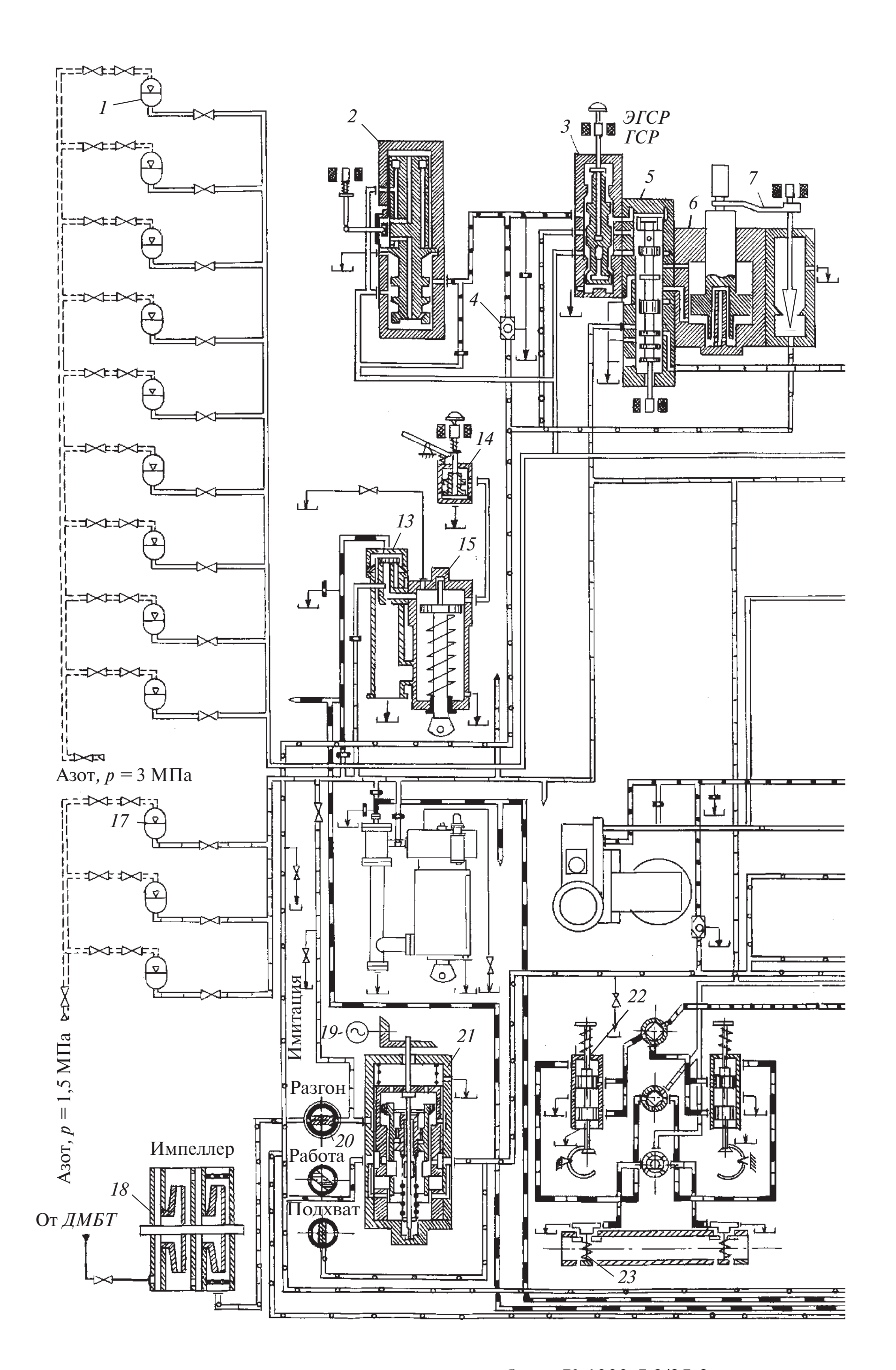
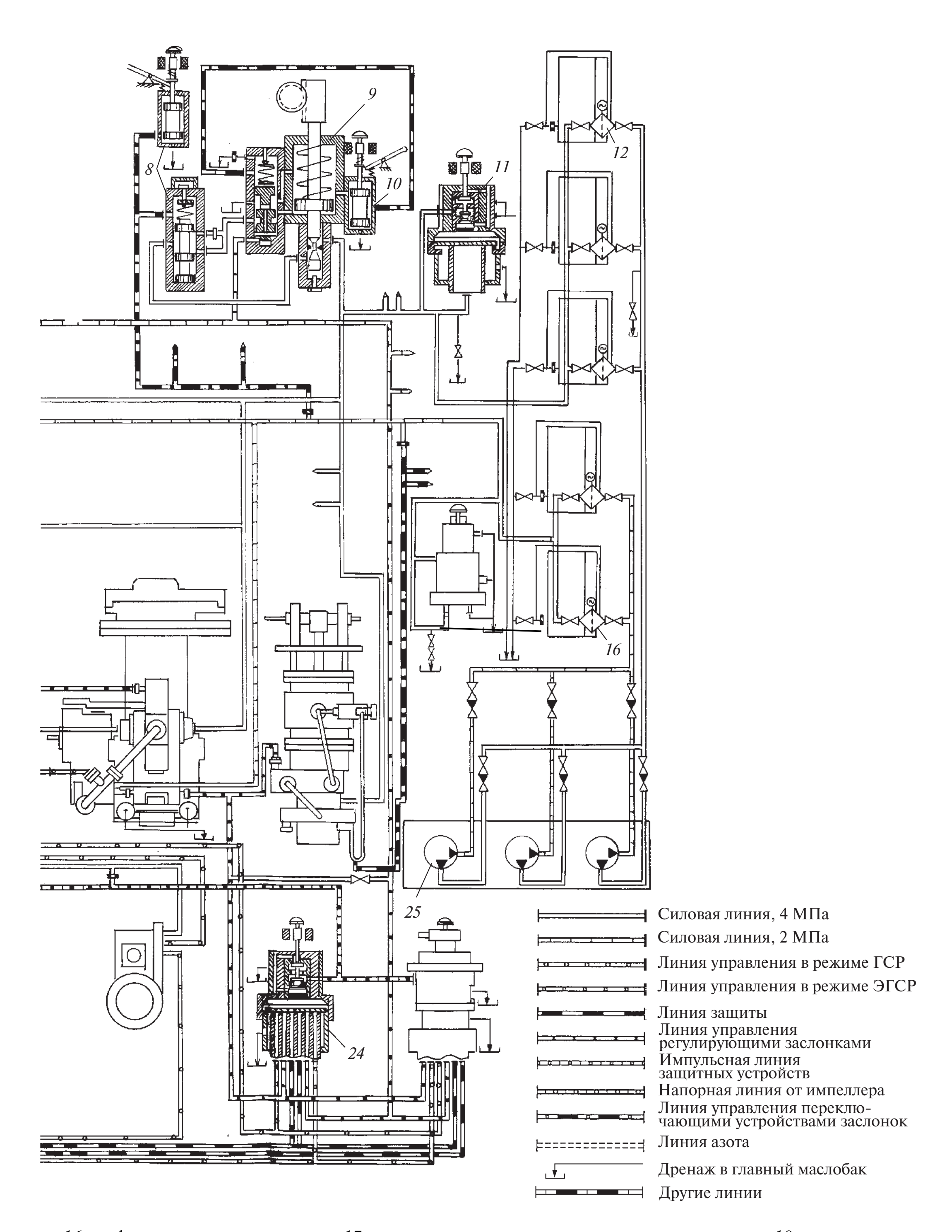


Рис. 13.18. Гидравлическая система регулирования и защиты турбины К-1000-5,9/25-2:

1 — пневмогидроаккумулятор высокого давления; *2* — ЭГП ЭГСР; *3* — переключающее устройство; *4* — предохранительный клапан; *5* — отсечной золотник; *6* — главный сервомотор; *7* — механизм обратной связи; *8* — устройство переключения скорости открытия РЗ; *9* — сервомотор РЗ; *10* — расхаживающее устройство РЗ; *11* — маслосбрасывающее устройство; *12* — фильтр высокого давления; *13* — выключатель сервомотора СК; *14* — устройство расхаживания СК на часть хода; *15* — сервомотор СК;



16 — фильтр низкого давления; *17* — пневмогидроаккумулятор низкого давления; *18* — импеллер; *19* — МУТ; *20* — разгонное устройство; *21* — регулятор частоты вращения; *22* — золотники автомата безопасности; *23* — кольца автомата безопасности; *24* — защитное устройство; *25* — маслонасос регулирования; *ДМБТ* — демпферный масляный бак турбины

через камеру *Б*, которая при любом положении золотника связана с защитным устройством.

В корпусе переключателя выполнено дроссельное устройство *10* подпитки линии управления регулирующими клапанами, которое представляет собой золотник, перемещающийся в буксе с профильными окнами.

13.3.4. Гидравлическая система регулирования

Гидравлическая система регулирования (рис. 13.18), являясь резервной системой, в случае отказа ЭГСР наряду с автоматическим поддержанием частоты вращения ротора обеспечивает в основном дистанционное управление турбиной оператором, а также безопасность турбины в случае сброса нагрузки с отключением генератора от сети.

ГСР выполнена с прямыми и обратными гидравлическими связями, с постоянным давлением в линии управления.

Датчиком частоты вращения в гидродинамической ГСР является импеллер, к которому подводится масло с постоянным давлением из демпферного бака. Давление, развиваемое импеллером, пропорционально квадрату частоты вращения ротора турбины. Оно воспринимается дифференциальным поршнем золотника регулятора частоты вращения и уравновешивается пружиной растяжения. В регуляторе выполнено два ряда окон слива масла из импульсной линии управления ГСР. Проходное сечение верхнего ряда зависит от взаимного положения золотника, определяемого частотой вращения, и подвижной буксы, перемещаемой МУТ. Окна нижнего ряда открываются золотником только при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети.

Конструктивно с регулятором объединено устройство, предназначенное для испытания автомата безопасности разгоном и для ограничения мощности турбины. Первое достигается отсоединением напорной линии импеллера от золотника регулятора, а второе — дополнительным сливом масла из линии управления ГСР в обвод регулятора.

Регулятор частоты вращения управляет четырехщелевым отсечным золотником главного сервомотора. Верхний дифференциальный поршень золотника снизу нагружен давлением масла из коллектора высокого давления, а сверху — давлением в линии управления ГСР. Масло в линию управления ГСР подводится через окна самовыключения в буксе золотника, сечение которых изменяется нижней кромкой дифференциального поршня золотника, и дроссель настройки, а слив осуществляется через окна в регуляторе частоты вращения и через сечение, управляемое конусом обратной связи. Так как на всех установившихся режимах работы отсечной золотник главного сервомотора занимает строго неизменное «отсечное» положение, то сечение подводящих окон самовыключения и суммарное проходное сечение слива в регуляторе и конусе обратной связи будут постоянны. Также постоянным будет и давление в линии управления ГСР.

Отсечной золотник главного сервомотора управляет также регулирующими заслонками (РЗ) промперегрева, своим нижним поршеньком соединяя полости под золотниками сервомоторов заслонок с коллектором пониженного давления или со сливным коллектором. Это приводит или к полному открытию, или к полному закрытию заслонок с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии по отношению к перемещениям регулирующих клапанов.

Сервомоторы заслонок выполнены с переменной скоростью открытия. При работе турбогенератора в сети золотник управления находится на нижнем упоре и масло из коллектора высокого давления подводится к сервомотору в количестве, достаточном для открытия заслонки примерно за 2 с. Для оптимизации переходного

процесса после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети переключающий золотник открывает слив из полости над золотником управления скоростью открытия, который перемещается вверх, оставляя подвод напорного масла к сервомотору только через диафрагму. Ее сечение выбрано таким, чтобы заслонка открывалась за 5—10 с, что близко к времени обеспаривания тракта промперегрева. В результате переход на холостой ход сопровождается малым числом колебаний заслонки.

Так как заслонки длительное время остаются полностью открытыми, то все они имеют устройства для расхаживания на часть хода. На полный ход они могут расхаживаться вместе с главными сервомоторами перемещением отсечных золотников клапаном расхаживания.

13.3.5. Конструкции элементов ГСР

Импеллер. Датчиком частоты вращения в гидродинамической ГСР является импульсный центробежный двухступенчатый масляный насос — импеллер (рис. 13.19), установленный в опоре переднего подшипника турбины. Корпус *1* насоса выполнен с горизонтальным разъемом. К нижней части корпуса приварены всасывающий и напорный патрубки. Рабо-

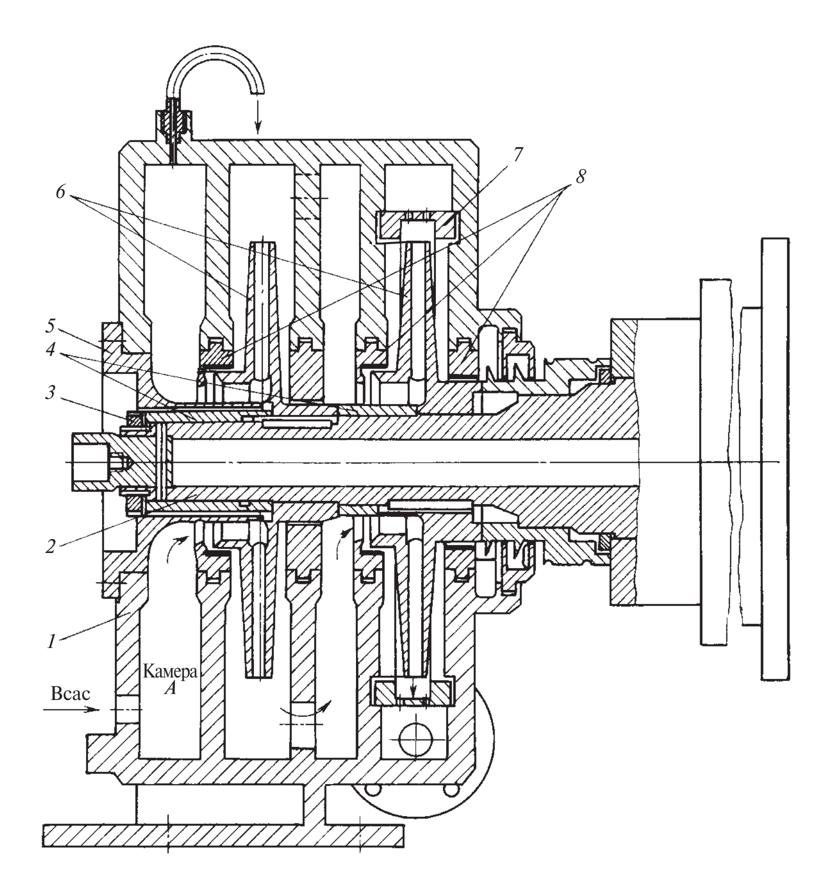


Рис. 13.19. Импеллер:

1 — корпус; *2* — вал; *3* — гайка; *4* — втулки; *5* — направляющая втулка; *6* — рабочие колеса; *7* — сетка; *8* — уплотнительные кольца

чие колеса *6* на шпонках насажены на полый вал *2*, являющийся консольным хвостовиком ротора ЦВД турбины, и вместе с втулками *4* стянуты гайкой *3*. Со стороны входа в колесо первой ступени установлена направляющая втулка *5*, предотвращающая закручивание потока масла вращающимся валом.

Масло к насосу поступает самотеком из демпферного бака турбины, что обеспечивает постоянство давления во всасывающей камере *А* первой ступени насоса, из верхней точки которой выполнена постоянная продувка для удаления воздуха.

Чтобы изменение протечек через уплотнения насоса, выполненные в виде неподвижных колец *8* с баббитовой заливкой, не сказывалось на напоре насоса, каналы рабочих колес образованы радиальными сверлениями. Этим достигается достаточно пологая характеристика насоса «напор — подача» без усложнения технологичности его изготовления.

Достоинством импеллера как датчика частоты вращения является независимость его характеристик от осевого перемещения ротора турбины. Вместе с тем полностью подавить пульсацию давления за насосом не удается. Для успокоения потока и уменьшения пульсаций на выходе второй ступени насоса установлен дополнительный направляющий аппарат в виде сетки *7* — кольца с множеством мелких отверстий.

Регулятор частоты вращения. Давление масла за насосом является импульсом, поступающим во всережимный регулятор частоты вращения поршневого типа (рис. 13.20), который, в свою очередь, управляет главными сервомоторами турбины воздействием на линию первого усиления, связанную с камерой *А* регулятора. Масло из этой камеры может сливаться через окна *в* в подвижной буксе *8*, перемещаемой МУТ, и через окна *г* в неподвижной буксе *9*. В качестве привода МУТ использован МЭО (механизм электрический однооборотный), рассчитанный на прерывистый режим работы с многократным реверсированием. Электромагнитный тормоз и электрическая обратная связь по положению обеспечивают достаточно высокую точность отработки сигнала и незначительный выбег выходного вала МЭО.

Перед пуском турбины ходовая гайка *1* занимает верхнее положение на штоке *6*. Золотник *7* прижат пружиной *10* к ходовой гайке через ограничительную втулку *2*. Подвижная букса со штоком прижаты пружиной *3* к нижнему упору. При этом окна *в* в подвижной буксе полностью открыты, а окна *г* в неподвижной буксе, напротив, полностью закрыты.

Для открытия регулирующих клапанов турбины и толчка ротора вращением маховика МУТ против часовой стрелки поворачивают шестерню *4* со штоком *6*. Так как между гайкой *1* и нижней крышкой *11* установлена шпонка, то при вращении штока гайка перемещается вниз по резьбе вместе с золотником, который уменьшает слив из линии первого усиления через окна *в* в подвижной буксе.

По мере открытия регулирующих клапанов и роста частоты вращения ротора давление в импульсной линии, подведенной к камере *Б*, увеличивается. Когда частота вращения станет равной примерно 20 % номинальной, усилие от давления импульсного масла на золотник превысит натяжение пружины *10* и золотник оторвется от ограничительной втулки *2*. Начиная с этого момента, регулятор вступает в работу, изменяя через окна *в* слив из линии первого усиления при изменениях давления в импульсной линии (в камере *Б*), зависящего от частоты вращения ротора турбины. Шток по-прежнему остается прижатым к нижнему упору.

По мере увеличения задания по частоте вращения ходовая гайка перемещается по штоку все ниже, и при частоте вращения, равной 94 % номинальной, она достигнет упора. С этого момента усилие пружины *3*

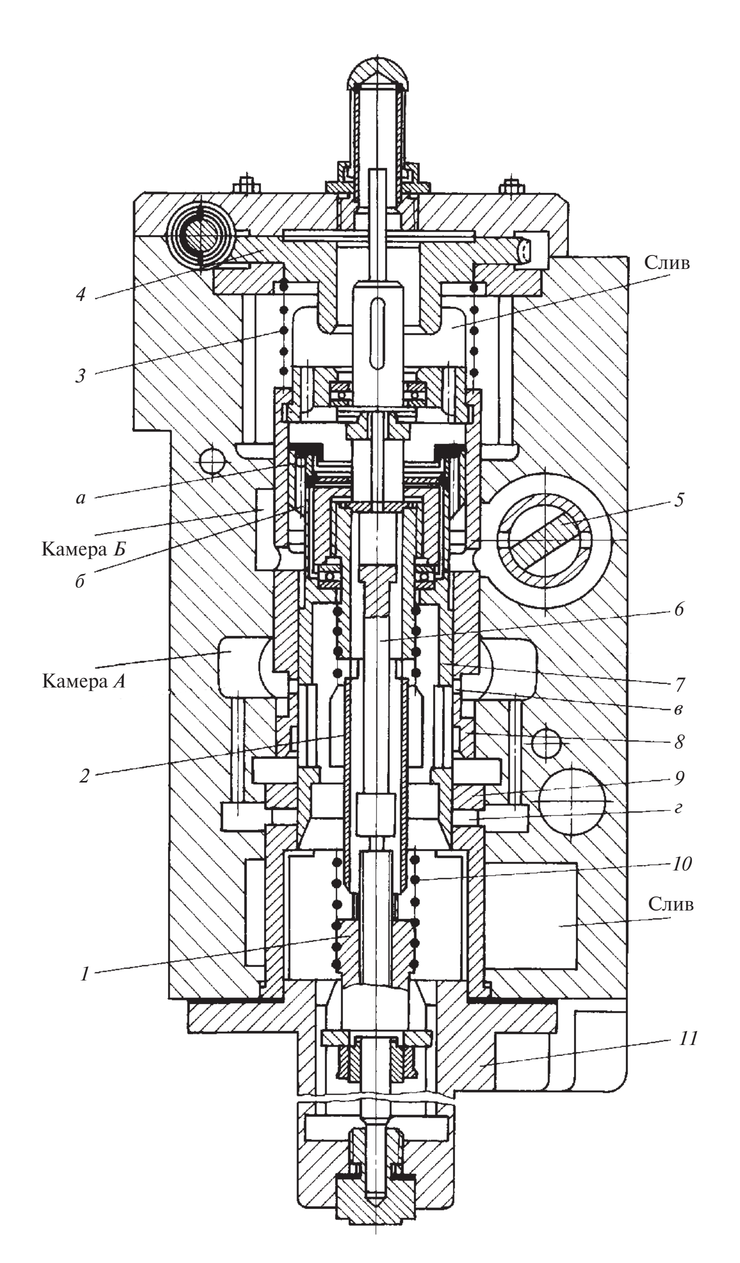


Рис. 13.20. Регулятор частоты вращения:

1 — ходовая гайка; *2* — ограничительная втулка; *3* — пружина; *4* — шестерня; *5* — золотник разгонного устройства; *6* — шток; *7* — золотник; *8*, *9* — подвижная и неподвижная буксы; *10* — пружина; *11* — нижняя крышка; *а* — сопло для вращения золотника; *б* — подвод масла к соплу; *в, г* — сливные окна

прижимает к упору не шток, а гайку. Теперь при дальнейшем вращении маховика МУТ шток начинает вывинчиваться из гайки, дополнительно сжимая пружину *3*, и поднимает вверх подвижную буксу. Это приводит к уменьшению слива из линии первого усиления через окна *в*, дальнейшему росту частоты вращения и перемещению золотника вверх.

При изменении частоты вращения в диапазоне 1462—1538 мин$^{-1}$, что соответствует степени неравномерности 5 %, золотник регулятора перемещается на 6 мм.

Нижний упор ходовой гайки *1* выбран с таким расчетом, чтобы при повышении частоты вращения до 102,5 % номинальной золотник начал открывать слив из камеры *А* через окна *г* в неподвижной буксе и прикрывать регулирующие клапаны. Начиная с этого момента, дальнейший подъем оператором частоты вращения с помощью МУТ становится невозможным.

При испытании автомата безопасности разгоном необходимое для этого повышение частоты вращения может быть достигнуто только снижением давления в камере *Б* с помощью разгонного устройства. В исходном или среднем положении золотника *5* разгонного устройства подвод импульсного масла в камеру *Б* полностью открыт, а слив из линии первого усиления перекрыт. При повороте золотника *5* в положение «Разгон» камера *Б* регулятора частоты вращения отсекается от импеллера, давление в ней падает, золотник опускается, прикрывая окна в подвижной буксе, что приводит к приоткрытию регулирующих клапанов и повышению частоты вращения, которая может быть поднята до уровня настройки автомата безопасности.

После срабатывания автомата безопасности поворотом золотника *5* в обратную сторону до упора (в положение «Подхват») открывается подвод импульсного масла от импеллера в камеру *Б*, а линия первого усиления соединяется с дренажом. При снижении частоты вращения турбины до восстанавливающей частоты вращения автомата безопасности, равной 101,7 % номинальной (1525 мин$^{-1}$), взводятся золотники автомата безопасности, открываются стопорные клапаны и возвращением золотника *5* в среднее положение подхватывается и восстанавливается частота вращения ротора турбины. Золотником разгонного устройства управляют по месту с помощью маховика.

Следует отметить существенный недостаток разгонного устройства: в процессе испытания автомата безопасности повышение частоты вращения турбины не контролируется регулятором, который этим устройством выключается из работы.

К недостаткам самого регулятора частоты вращения следует отнести малую перестановочную силу, которая в выполненной конструкции составляет всего 120 Н.

В конструкции регулятора использованы известные способы уменьшения сил трения: разгрузочные канавки на золотнике; высокие твердость и чистота обработки поверхностей трущихся пар и, наконец, вращение золотника. Тем не менее опыт эксплуатации этих регуляторов показал, что для нормальной их работы требуется очень тщательная очистка масла от механических примесей и шлама. В противном случае могут наблюдаться последствия повышенной нечувствительности регулятора: качания частоты вращения на холостом ходу, затруднения в синхронизации генератора с сетью, броски мощности при изменении задания через МУТ.

Главный сервомотор. В качестве главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны, применен двусторонний сервомотор (рис. 13.21).

Корпус *3* сервомотора установлен на раме кулачкового распределительного устройства. Поршень *1*, уплотненный упругими разрезными чугунными кольцами *4*, перемещается в рубашке *6*. Движение поршня, закрепленного на стакане *5*, направляется двумя бронзовыми втулками *2* и *9*.

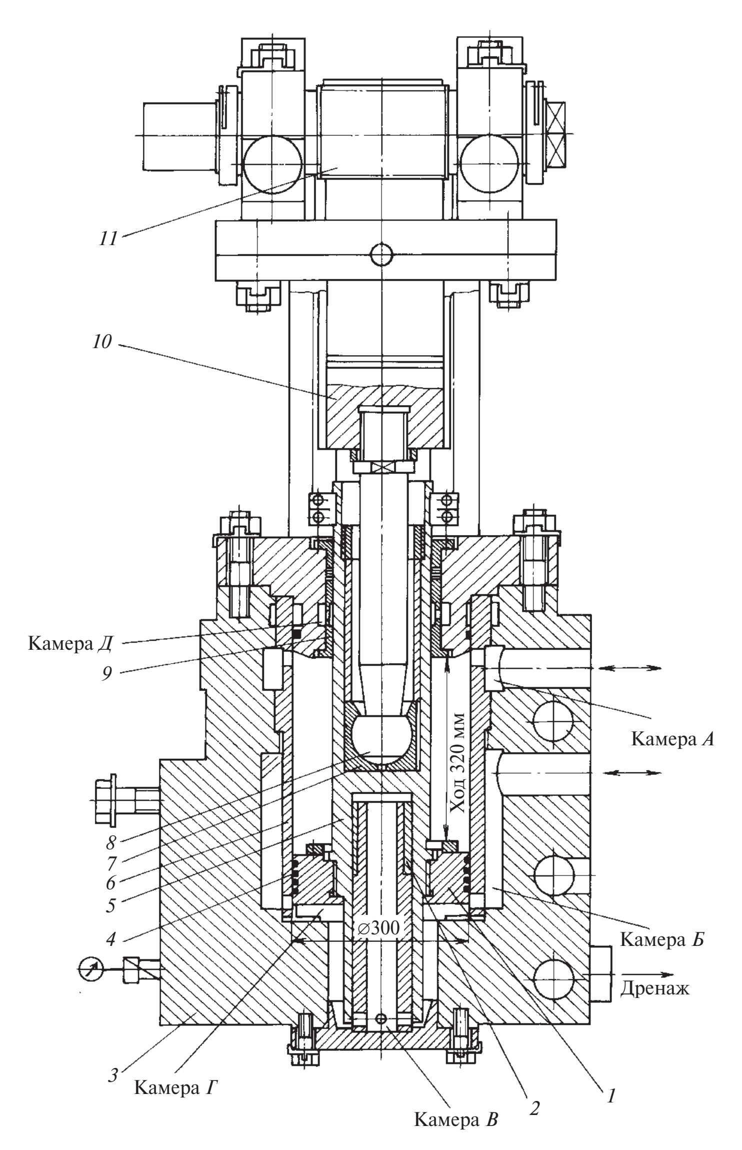


Рис. 13.21. Главный сервомотор:

1 — поршень; *2, 9* — направляющие втулки; *3* — корпус; *4* — уплотнительное кольцо; *5* — стакан; *6* — рубашка; *7* — шаровая опора; *8* — шток; *10* — зубчатая рейка; *11* — шестерня

Шток *8*, соединенный с поршнем через шаровую опору *7*, связан с зубчатой рейкой *10*, которая через шестерню *11* поворачивает кулачковый вал распределительного устройства.

Силовое масло в зависимости от направления смещения отсечного золотника из среднего положения поступает в одну из рабочих полостей *А* или *Б* сервомотора, в то время как другая полость соединяется с дренажом. Перепад давлений, действующих на поршень, возрастает, и он перемещается либо вниз на закрытие регулирующих клапанов, либо вверх на их

открытие. В последнем случае давление масла воздействует на всю поверхность поршня. По мере приближения поршня к нижнему упору его ход замедляется прикрытием слива масла из камер *Г* и *В*.

Дренаж протечек из камеры *Д* направляется в общую камеру вокруг корпуса, откуда масло отводится в дренажный коллектор.

Отсечной золотник. Отсечной золотник (рис. 13.22) управляет главным сервомотором по командам регуляторов ЭГСР или ГСР.

На дифференциальный поршень отсечного золотника *2*, который перемещается в буксе *1*, снизу действует давление в силовой линии высокого давления (камера *В*), а сверху — давление в камере *А*. Золотник находится в равновесии при соотношении этих давлений 4:1. Камера *А* в зависимости от положения золотника переключающего устройства соединяется с линией управления ЭГСР или ГСР. Изменение давления в управляющей линии нарушает равновесие золотника и приводит к его смещению.

На установившихся режимах отсечной золотник *2* занимает среднее положение, в котором он своими поршеньками *6*, *7* и *8* перекрывает подвод силового масла высокого давления в рабочие полости сервомотора и слив из них. В этом положении золотника его поршенек *9* перекрывает слив из линии управления заслонками промперегрева (камера *З*), не препятствуя подводу в эту камеру масла из коллектора пониженного давления (камера *Ж*).

При смещении золотника из среднего положения вниз силовое масло высокого давления поступит через камеру *Е* в полость под поршнем главного сервомотора, а полость над поршнем через камеру *Г* соединится с дренажом (камера *Д*). Если золотник сместится вверх, то камера *Г* соединится с силовой линией, а камера *Е* — с дренажом. В обоих случаях изменится перепад давлений, действующий на поршень сервомотора, что вызовет его перемещение соответственно на открытие или закрытие регулирующих клапанов до тех пор, пока обратная связь по положению сервомотора не вернет отсечной золотник в исходное среднее положение.

Для повышения устойчивости регулирования предусмотрена обратная связь по положению золотника, которая осуществляется изменением проходного сечения окон самовыключения *5*, через которые силовое масло высокого давления подводится в линию управления ГСР, или по сигналу индукционного датчика *10* положения золотника, если турбина управляется ЭГСР.

При значительном смещении отсечного золотника из среднего положения вверх, например при сбросе нагрузки, подвод масла пониженного давления в линию управления заслонками промперегрева (камера *З*) отсекается и она соединяется с дренажом.

В нижней части золотника выполнены последовательно три дренажные камеры, чтобы исключить подпор в камере *И* и замасливание датчика положения золотника.

Для уменьшения сил трения и тем самым нечувствительности золотника на всех его поршеньках, разделяющих камеры с разными давлениями, выполнены разгрузочные канавки, выравнивающие давления по окружности золотника.

Чтобы не пропустить на вход сервомотора воздействия от высокочастотных колебаний золотника, его отсечные кромки выполняются с перекрышей, в пределах которой протачивается обнизка глубиной 0,25 мм, не доходящая до кольцевой проточки в буксе на 0,5 мм. Для уменьшения пульсаций золотника в камере *А* установлена сетка *3*.

Отсечной золотник изготавливается из стали 30Х13, а его букса — из стали 25Х1МФ.

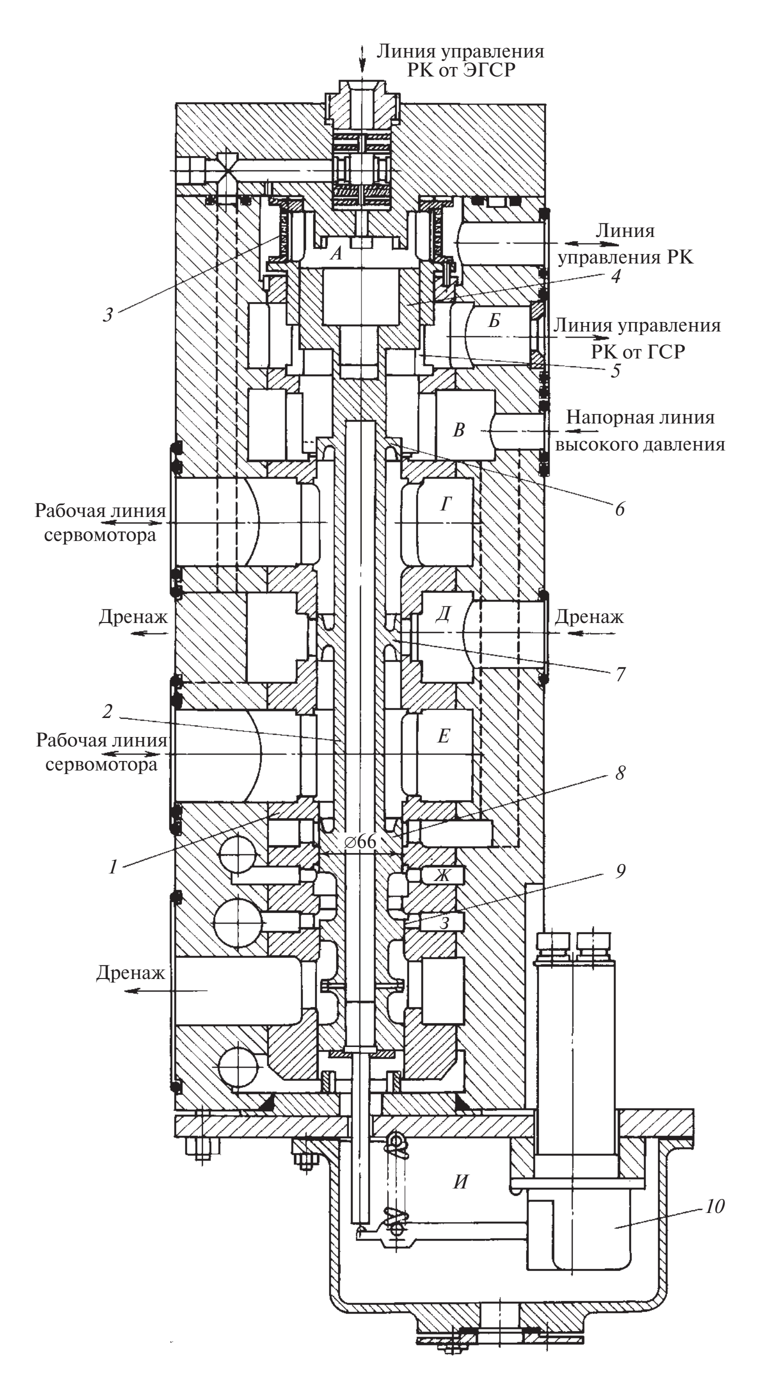


Рис. 13.22. Отсечной золотник:

1 — букса; *2* — золотник; *3* — сетка; *4* — дифференциальный поршень; *5* — окно самовыключения; *6*—*9* — поршеньки золотника; *10* — электрический датчик положения золотника

Механизм обратной связи. Механизм обратной связи (рис. 13.23) формирует электрический и гидравлический сигналы обратной связи по положению главного сервомотора.

Корпус *2* механизма крепится к корпусу сервомотора. Со штоком сервомотора соединен рычаг *9*, с которым связаны шток *15* индукционного датчика *16* положения сервомотора и через держатель *5* и стакан *12* конус *3* гидравлической обратной связи. Для снижения требований к соосности перемещений штока сервомотора, держателя и штока датчика крепление последних с рычагом выполнено с силовым замыканием пружинами *11* и *13*.

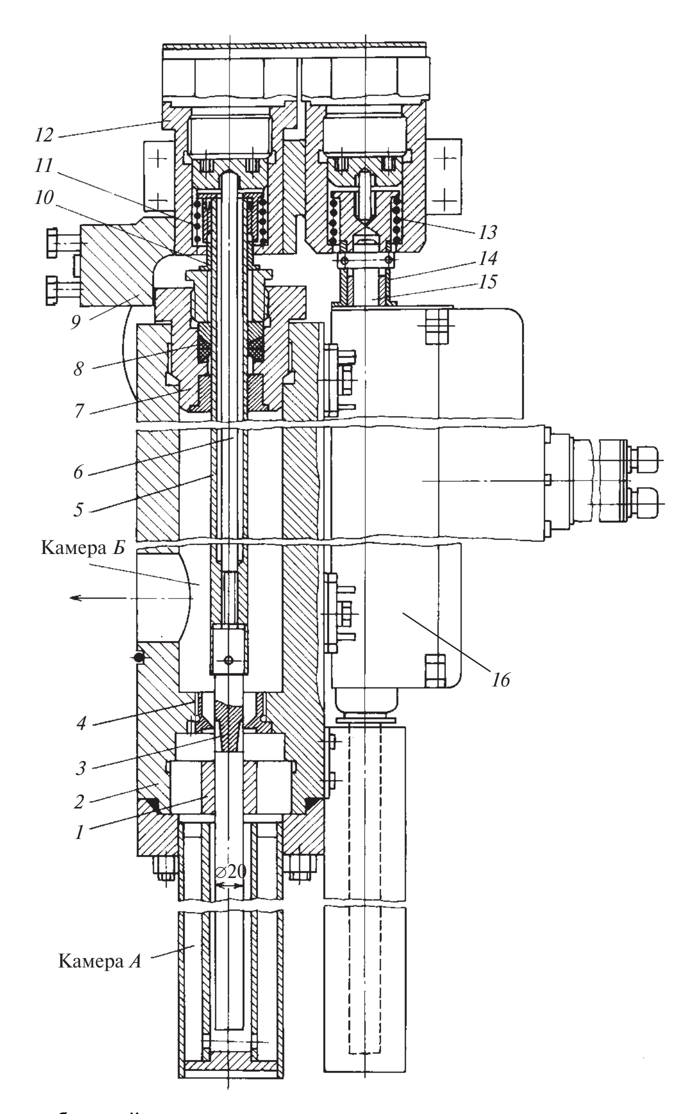


Рис. 13.23. Механизм обратной связи:

1, 10, 14 — направляющие втулки; *2* — корпус; *3* — конус обратной связи; *4* — диафрагма; *5* — держатель; *6* — стержень; *7* — корпус держателя; *8* — уплотняющее кольцо; *9* — рычаг; *11, 13* — пружины; *12* — стакан; *15* — шток датчика положения; *16* — датчик положения

Корпус *7*, в котором кольцами *8* уплотнен держатель, и втулка *1* являются направляющими. Для устранения перекосов при движении конуса усилие на него передается через стержень *6*.

Втулки *10* и *14* устанавливаются только на время сборки для устранения перекосов соединений механизма обратной связи и обеспечения необходимых зазоров.

Масло из управляющей линии ГСР, поступающее в камеру *А*, через кольцевой зазор между конусом *3* и диафрагмой *4* сливается в дренажную камеру *Б*. Сечение этого зазора и формирует гидравлический сигнал обратной связи.

К корпусу механизма обратной связи присоединены не показанные на рис. 13.23 датчик перемещения сервомотора и конечный выключатель, которые предназначены для передачи на БЩУ информации о текущем положении сервомотора и о его полном закрытии. Последний сигнал используется также в цепях защиты.

Сервомотор регулирующей заслонки промперегрева. Односторонний сервомотор привода регулирующей заслонки промперегрева (рис. 13.24) выполнен двухпозиционным, без обратной связи с отсечным золотником. Он открывается воздействием давления силового масла на поршень, а закрывается под действием пружин, сжатых при его подъеме.

Корпус *1* сервомотора закреплен на опоре заслонки. В корпус запрессована рубашка *7*, в которой перемещается поршень *6*, уплотненный разрезными чугунными кольцами *5*. Движение штока *8*, на котором гайкой закреплен поршень, направляется втулками *4* и *9*. Шток соединен с зубчатой рейкой *10*, поворачивающей через шестерню вал заслонки.

Для расхаживания сервомотора на неполный рабочий ход в рубашке выполнены отверстия.

При движении сервомотора на закрытие слив масла из-под поршня через отсечной золотник направлен в полость, где находятся пружины. Этим повышается быстродействие сервомотора, так как сопротивление сливных маслопроводов, отходящих от сервомотора, не будет сказываться на скорости движения поршня.

Напротив, скорость движения поршня на последнем участке его хода на открытие специально замедляется ограничением поступления силового масла под поршень через уменьшающийся кольцевой зазор между конусом и диафрагмой. Это замедление снижает расход масла в переходном процессе, не сказываясь на его характере, так как пропуск пара через заслонку на этом участке ее хода меняется мало.

Отсечной золотник сервомотора регулирующей заслонки. Отсечной золотник *3* (рис. 13.25) перемещается в буксе *2*, запрессованной в корпус *1*. На его нижний торец действует давление в управляющей линии, подведенной к камере *А* от отсечного золотника главного сервомотора. Это усилие уравновешивается пружиной *5*. Чтобы уменьшить перекашивающий момент на золотник, усилие от пружины передается на него через иглу *4*.

На установившихся режимах работы управляющая линия связана с коллектором пониженного давления и золотник находится на верхнем упоре. При этом он своим средним поршеньком открывает подвод силового масла высокого давления под поршень сервомотора, который полностью открывает заслонку.

При сбросах нагрузки давление в управляющей линии падает до нуля, золотник перемещается на нижний упор, отсекая подвод силового масла в полость под поршнем сервомотора и соединяя ее с дренажом. Под действием пружин сервомотор быстро закрывает заслонку.

При расхаживании сервомотора камера *Б*, где расположена пружина золотника, соединяется с рабочей полостью сервомотора *В*. Золотник снимается с верхнего упора и управляет движением сервомотора

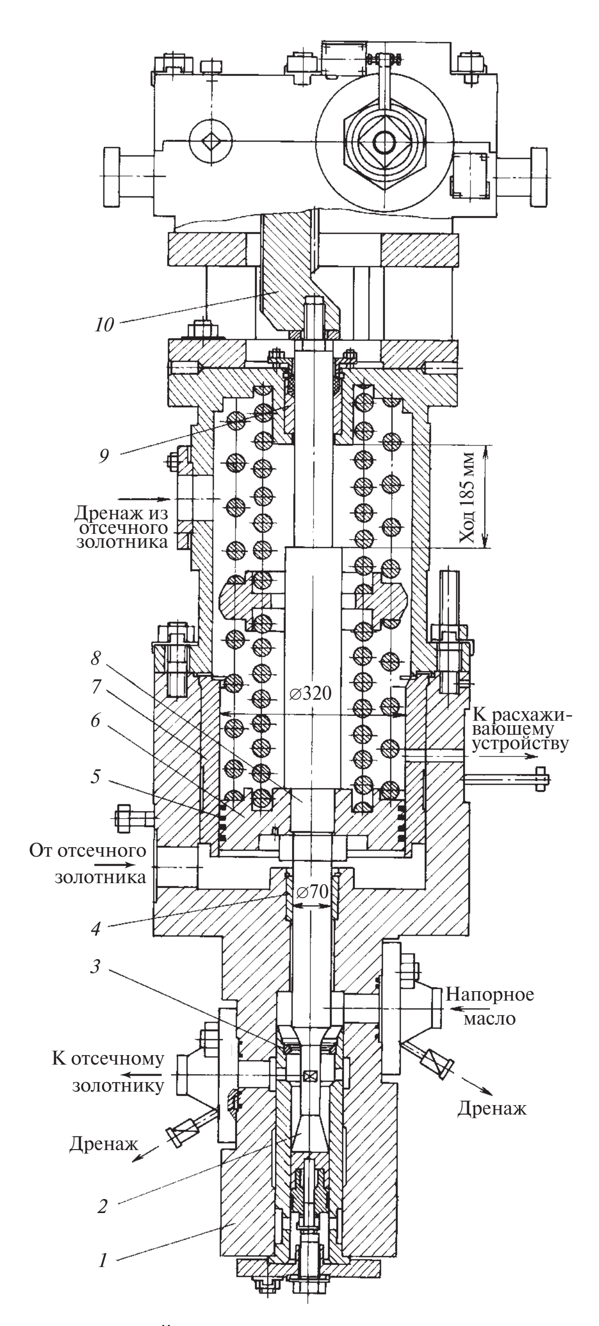


Рис. 13.24. Сервомотор регулирующей заслонки:

1 — корпус; *2* — конус; *3* — диафрагма; *4, 9* — направляющие втулки; *5* — уплотнительное кольцо; *6* — поршень; *7* — рубашка; *8* — шток; *10* — зубчатая рейка

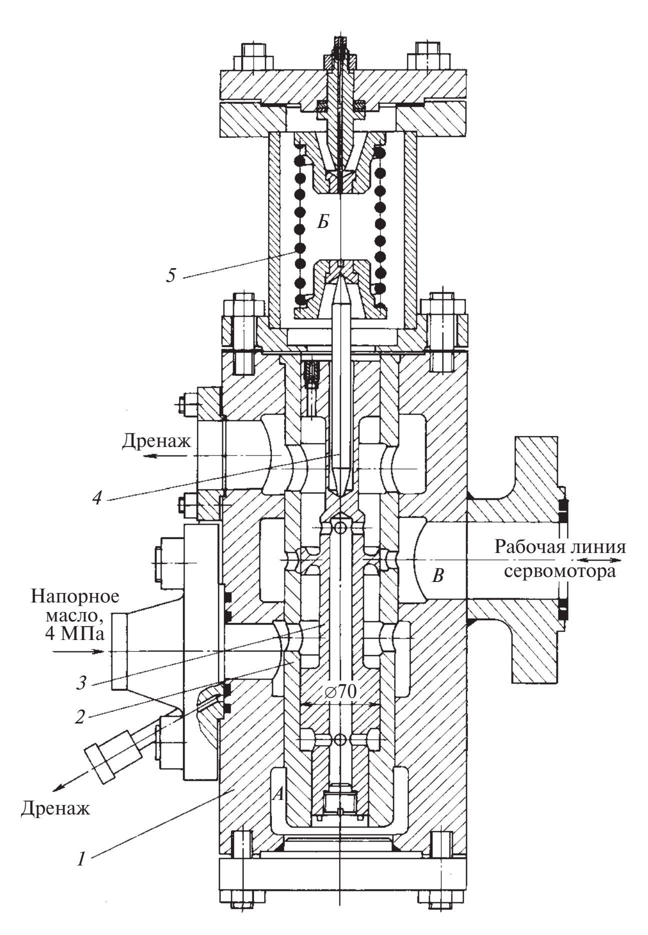


Рис. 13.25. Отсечной золотник сервомотора регулирующей заслонки:
1 — корпус; *2* — букса; *3* — золотник; *4* — игла; *5* — пружина

до полного закрытия поршнем отверстий в рубашке.

Отсечной золотник и его букса изготавливаются из стали 30Х13.

Устройство переключения скорости открытия регулирующей заслонки промперегрева (рис. 13.26) представляет собой двухпозиционный золотник *3*, который перемещается в буксе *2*, запрессованной в корпус *1*. На золотнике закреплена пружина растяжения *5*, натяг которой можно изменить винтом *4*.

Управляющая линия, питаемая через дроссель из коллектора пониженного давления, подведена к камере *А*. Под действием этого давления золотник находится на нижнем упоре, и силовое масло, пройдя кольцевой зазор между конусом и диафрагмой в сервомоторе заслонки, подводится к отсечному золотнику сервомотора через устройство переключения (см. рис. 13.18). В этом случае скорость открытия заслонки сервомотором будет наибольшей.

Когда электромагнитный переключатель сообщает управляющую линию (камеру *А*) с дренажом, давление в ней падает до нуля. Золотник под действием пружины перемещается на полный ход до верхнего упора и перекрывает основной подвод силового масла к отсечному золотнику заслонки

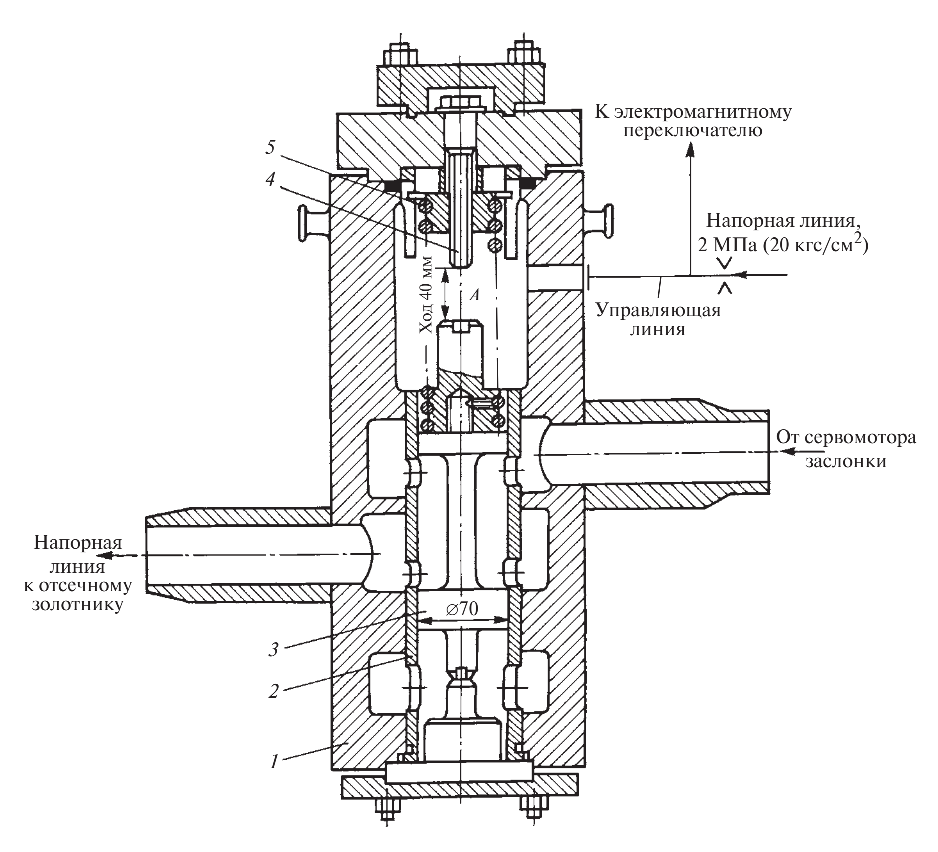


Рис. 13.26. Устройство переключения скорости открытия регулирующей заслонки:
4 — регулировочный винт; остальные обозначения те же, что и на рис. 13.25

через устройство переключения. Теперь силовое масло к отсечному золотнику будет поступать по байпасной линии с ограничительной диафрагмой и скорость открытия заслонки существенно снизится.

Золотник устройства переключения изготавливается из стали 30Х13, а его букса — из стали 25Х1МФ.

Электромагнитный переключатель и расхаживающее устройство однотипны по конструкции, но выполняют различные функции.

Электромагнитный переключатель (рис. 13.27) управляет устройством переключения скорости открытия сервомотора заслонки. При подаче напряжения на электромагнит золотник, переместившись вверх, соединит управляющую линию (камера *А*) с дренажом, что вызовет падение давления в управляющей линии и срабатывание устройства переключения. Воздействие на электромагнитный переключатель может быть только дистанционным.

Расхаживающее устройство предназначено для расхаживания сервомотора заслонки на часть хода. В рабочем положении золотник *3* перекрывает верхние окна в буксе *2*, которые сообщаются с рабочей полостью сервомотора через камеру *А*. Для расхаживания сервомотора надо подачей импульса на электромагнит *5* или по месту рукояткой *4* переместить золотник вверх. Через верхние окна в буксе масло поступит к отсечному золотнику (см. рис. 13.18),

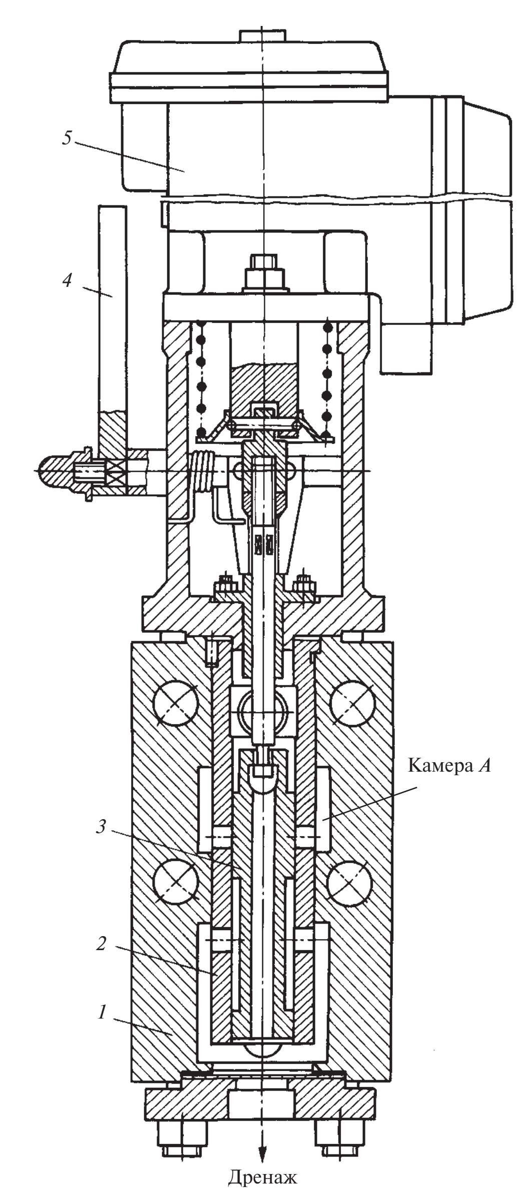


Рис. 13.27. Электромагнитный переключатель (расхаживающее устройство):

1 — корпус; *2* — букса; *3* — золотник; *4* — рукоятка; *5* — электромагнит

который, сместившись к своему среднему положению, настолько уменьшит давление под поршнем сервомотора, что поршень переместится вниз до полного закрытия отверстий в рубашке.

13.4. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ЭНЕРГОБЛОКАХ АЭС ПРИ СБРОСАХ НАГРУЗКИ

Наряду с режимами нормальной эксплуатации энергоблока АЭС могут возникать и различные аварийные режимы, в том числе один из наиболее серьезных, связанный со сбросом нагрузки и отключением турбогенератора от сети.

При любых аварийных режимах на АЭС должна гарантироваться безопасная работа ядерной паропроизводящей установки (ЯППУ). Должно быть исключено серьезное повреждение (расплавление) тепловыделяющих элементов в активной зоне реактора, обеспечены локализация образующихся в реакторе радиоактивных продуктов и защита персонала АЭС, окружающего населения и внешней среды от радиоактивного воздействия.

Отключение турбогенератора от сети осуществляется, как правило, электрическими защитами блока при авариях в энергосистеме вне АЭС (короткие замыкания и отключения линий электропередачи, значительные отклонения частоты и напряжения и др.). Основной задачей системы регулирования турбины и блока в целом в этом режиме является безусловное сохранение турбогенератора в работе на мощности, соответствующей собственным нуждам блока (8—15 % номинальной) при допустимых отклонениях частоты и напряжения вырабатываемого тока. В этом случае после устранения причин, вызвавших отключение турбогенератора, в распоряжении энергосистемы оказывается полная мощность блока, что позволяет уменьшить масштабы нарушения энергоснабжения.

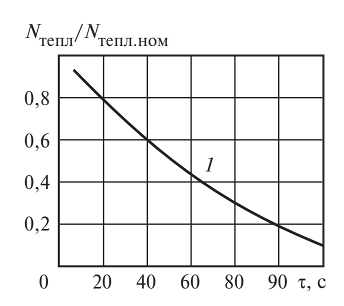
На ТЭС при сбросе полной нагрузки с отключением турбогенератора от сети основным требованием является условие, чтобы максимальное повышение частоты вращения оставалось ниже уровня настройки автомата безопасности турбины. Котел ТЭС при нормально работающих БРОУ и предохранительных клапанах успешно справ-

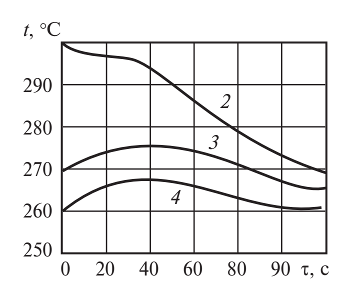
ляется с полным сбросом нагрузки. При сбросах же нагрузки на блоках АЭС необходимо обеспечить надежность не только турбоустановки, но и ЯППУ, так как отклонение параметров, в первую очередь повышение давления в реакторе, может привести к его аварийному отключению. Так, например, при сбросе нагрузки с выделением генератора на шины собственных нужд энергоблок с кипящим реактором может быть отключен своей защитой вследствие роста потока нейтронов из-за наложения двух процессов: во-первых, увеличения плотности потока нейтронов из-за нарастания давления в реакторе и, во-вторых, возрастания частоты тока в сети собственных нужд при повышении частоты вращения ротора генератора в переходном процессе. Это вызывает увеличение частоты вращения нерегулируемых асинхронных двигателей, приводящих ГЦН, которые увеличивают свою подачу, и плотность потока нейтронов растет вследствие отрицательного коэффициента реактивности из-за уменьшения объема паровой фазы.

Как показывает длительный опыт эксплуатации, блоки с реакторами типов ВВЭР и РБМК, получившие наибольшее распространение в отечественной атомной энергетике, успешно справляются со сбросом нагрузки и отключением генераторов от сети.

На рис. 13.28 показан характер изменения параметров ЯППУ блока с реактором ВВЭВ-440 в переходном процессе при сбросе нагрузки двумя турбинами К-220-44 до уровня собственных нужд блока, соответствующего 8—10 % номинальной мощности.

После сброса нагрузки блока системы регулирования турбин быстро прикрывают регулирующие клапаны. Расход пара на турбины уменьшается в несколько раз, что приводит к росту давления и температуры пара во втором контуре и температуры теплоносителя в первом контуре на входе в реактор. Для сохранения параметров ЯППУ в допустимых пределах мощность реактора автоматически снижается, избыточное количество пара из парогенераторов при достижении давления во втором контуре 5,2 МПа сбрасывается через БРУ-К в конденсаторы турбин, а если давление продолжает расти и достигнет 5,4 МПа, то через сбросные клапаны БРУ-А в атмосферу. Кроме того, для защиты оборудования первого и второго контуров от чрезмерного повышения давления на компенсаторах объема и парогенераторах устанавливаются предохранительные клапаны. Первые из них срабатывают при давлении в первом контуре 14,5 и 14,9 МПа и сбрасывают пар





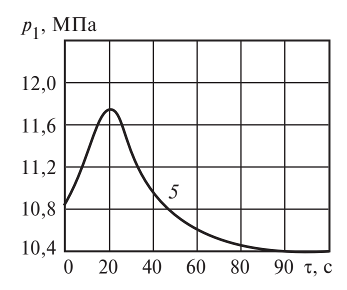


Рис. 13.28. Изменение параметров ЯППУ блока с реактором ВВЭР-440 при сбросе нагрузки двумя турбинами К-220-44 до уровня собственных нужд блока:

1 — относительная тепловая мощность реактора $N_{тепл}/N_{тепл.\ ном}$; *2* — температура теплоносителя на выходе из активной зоны реактора $t_{вых}$; *3* — температура теплоносителя на входе в активную зону реактора $t_{вх}$; *4* — температура пара во втором контуре t_s; *5* — давление теплоносителя в первом контуре p_1; τ — время

в специальный барботер, а вторые срабатывают при давлении во втором контуре 6,0 МПа и сбрасывают пар в атмосферу. Пропускная способность и быстродействие БРУ-К и БРУ-А должны быть достаточными для того, чтобы при полном сбросе нагрузки турбогенераторами блока предохранительные клапаны ни в первом, ни во втором контурах не сработали.

Если после сброса нагрузки быстродействие систем регулирования частоты вращения турбин окажется недостаточным, сработают автоматы безопасности и закроются стопорные клапаны, то быстродействующая аварийная защита реактора заглушит его и даст сигнал на ввод в работу системы надежного электрического питания ответственных потребителей собственных нужд блока. Отвод теплоты от активной зоны реактора в первые примерно 100 с после закрытия стопорных клапанов осуществляется за счет совместного выбега турбогенераторов и ГЦН, а затем благодаря естественной циркуляции теплоносителя в первом контуре.

При сбросе нагрузки на блоке с реактором РБМК-1000 и двумя турбинами К-500-65/3000 защита реактора быстро снижает мощность ЯППУ до уровня собственных нужд блока, т.е. до 20 % номинальной мощности. Если давление в барабане-сепараторе поднимется до 7,2 МПа, автоматически сработают БРУ-К и сбросят пар в конденсаторы турбин. Если давление будет продолжать расти и достигнет 7,3 МПа, через БРУ-Б пар будет сброшен в специальный барботер. И наконец, при давлении 7,4—7,5 МПа откроются предохранительные клапаны, которые также сбрасывают пар в барботеры.

Таким образом, независимо от типа реактора для обеспечения готовности блока воздействие системы регулирования турбины на реактор должно быть ограниченным. Даже максимальные изменения мощности или возмущения в системе регулирования турбины не должны приводить к срабатыванию быстродействующей аварийной защиты реактора и его заглушению. Для этого прежде всего должно быть обеспечено удержание турбиной сброса нагрузки без срабатывания автомата безопасности и закрытия стопорных клапанов

Следует отметить, что динамические характеристики влажно-паровых турбин АЭС существенно отличаются от характеристик турбин перегретого пара ТЭС. С одной стороны, благодаря более развитой части низкого давления постоянная времени ротора влажно-паровой турбины $T_\psi = J\omega_0^2 / N_{\text{э.ном}}$ примерно на 50—60 % выше, чем у турбины перегретого пара той же мощности. Напротив, постоянная времени промежуточного перегрева у турбин АЭС значительно меньше, чем у турбин ТЭС. Менее развита в турбоустановках АЭС и система регенерации. Перечисленные особенности влажно-паровой турбины улучшают переходный процесс при сбросе нагрузки. Но, с другой стороны, в паровом тракте турбоустановки АЭС аккумулировано значительное количество воды как в виде сосредоточенных масс в различных камерах, так и в виде пленок на омываемых влажным паром поверхностях проточной части, в ресиверах и особенно в СПП. Перед сбросом нагрузки этот аккумулированный конденсат находится в состоянии насыщения, соответствующем текущему местному значению давления. После сброса нагрузки из-за снижения давления, вызванного закрытием регулирующих клапанов, конденсат интенсивно испаряется в результате парообразования на свободной поверхности и кипения у стенки из-за интенсивного подвода теплоты от горячих поверхностей корпуса и трубопроводов к пленке, охлаждающейся при испарении и снижении давления. Образовавшееся дополнительное количество пара при расширении в проточной части совершает работу, которая в некоторых условиях может привести к недопустимо высокому повышению частоты вращения.

При расчете динамического заброса частоты вращения наиболее трудным является определение граничных условий: толщин пленок, скрытых масс конденсата и др. Сложность заключается в том, что, например, толщина пленки не остается постоянной, а зависит от многих факторов: режима работы турбины, формы поверхности, скорости парового потока и пр. Важные данные для уточнения граничных условий может дать экспериментальное определение изменения давлений по ступеням турбины после сброса нагрузки. Так, если давления меняются медленнее, чем по расчету, то это обусловлено неучтенными массами конденсата, и можно внести соответствующие поправки.

Определение характеристик влажнопаровых турбин при сбросах нагрузки необходимо для дифференцированного в зависимости от уровня динамического повышения частоты вращения осуществления мероприятий для его снижения. Рассмотрим некоторые из них.

Парозапорные органы после промперегрева. Турбины с промперегревом ТЭС всегда имеют не только перед ЦВД, но и перед ЦСД (после промперегрева) два последовательно установленных парозапорных органа — стопорный клапан, являющийся исполнительным органом системы защиты, и регулирующий клапан, управляемый как системой защиты, так и системой регулирования. Необходимость двойной противоразгонной защиты турбины от пара, аккумулированного в тракте газового промперегрева, обусловлена его большой энергией, достаточной для того, чтобы при сбросе нагрузки и отказе регулирующих клапанов промперегрева разогнать турбину до разрушения.

В тракте парового промперегрева турбин АЭС масса аккумулированного пара в несколько раз меньше, чем в турбинах ТЭС такой же мощности. Это дает возможность на некоторых турбинах уменьшить число парозапорных органов после промперегрева или даже совсем исключить их. Этот важный вопрос ХТЗ решается следующим образом.

Рассматривается сброс полной нагрузки, осложненный отказом системы регулирования, когда под действием системы защиты закрываются только стопорные клапаны перед турбиной. Если при этом энергии, аккумулированной паром и водой, оказывается достаточно, чтобы частота вращения превысила ее номинальное значение на 20 % при $n_0 = 50$ с$^{-1}$ или на 23 % при $n_0 = 25$ с$^{-1}$, когда напряжения в наиболее нагруженных вращающихся деталях турбины и генератора приближаются к пределу текучести, то после промперегрева должны быть установлены как отсечной, так и регулирующий клапаны, управляемые независимыми системами защиты и регулирования. Если при тех же условиях частота вращения не превысит $1{,}20n_0$ при $n_0 = 50$ с$^{-1}$ или $1{,}23n_0$ при $n_0 = 25$ с$^{-1}$, можно ограничиться установкой только отсечных клапанов, управляемых системой защиты или также и системой регулирования. И наконец, если разгон ротора не превосходит $(1{,}13\ldots1{,}14)n_0$ при $n_0 = 50$ с$^{-1}$ или $(1{,}15\ldots1{,}16)n_0$ при $n_0 = 25$ с$^{-1}$, то парозапорные органы после промперегрева могут не устанавливаться.

На турбинах ХТЗ для АЭС установлены отсечные клапаны, управляемые или только системой защиты (турбина К-220-44), или системами защиты и регулирования (турбины К-220-44-2, К-500-65/3000, К-500-60/1500).

Срыв вакуума. Для того чтобы при сбросе нагрузки с отключением турбогенератора от сети увеличить сопротивление вращению, уменьшить располагаемый теплоперепад и тем самым снизить динамическое повышение частоты вращения, может быть применен экстренный срыв вакуума подачей воздуха в паровое пространство конденсатора.

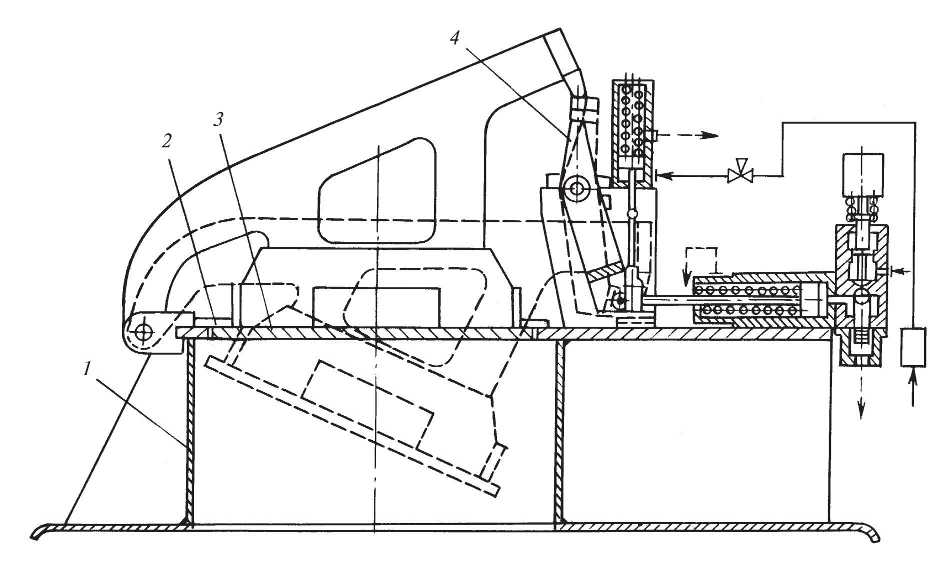


Рис. 13.29. Устройство для срыва вакуума турбины К-500-60/1500 ХТЗ:
1 — корпус; *2* — разрывная мембрана; *3* — клапан; *4* — рычаг

Такое мероприятие осуществлено, в частности, на турбине К-500-60/1500 ХТЗ. Исполнительными органами устройства для срыва вакуума здесь служат четыре атмосферных клапана диаметром 1000 мм (рис. 13.29), устанавливаемые на переходных патрубках от турбины к конденсатору. Клапан уплотняется паронитовой разрывной мембраной. Для срыва вакуума по сигналам соответствующих командных устройств выбивается подвижный упор, после чего под действием атмосферного давления и клапана мембрана разрывается, сообщая ЦНД с атмосферой. Рост давления в выходном патрубке турбины до 50 кПа за 3 с позволяет затормозить ротор и предотвратить разрушение турбины даже при одновременном отказе регулирующих клапанов ЦВД и отсечных клапанов промперегрева. Без срыва вакуума и при закрытии только стопорных клапанов перед ЦВД после срабатывания автомата безопасности частота вращения ротора поднялась бы до $1{,}30n_0$ (рис. 13.30).

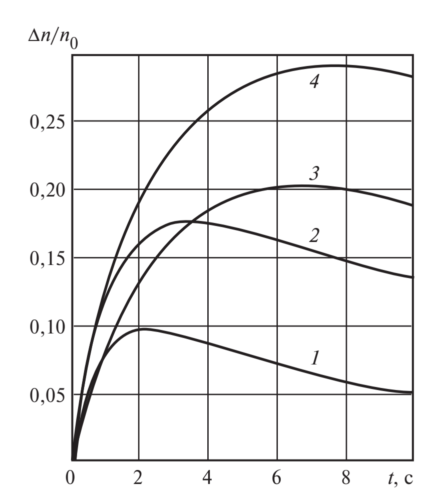


Рис. 13.30. Кривые разгона турбины К-500-60/1500 ХТЗ при сбросе полной нагрузки с отключением турбогенератора от сети:
1 — при нормальной работе системы регулирования; *2* — при отказе регулирующих клапанов высокого давления; *3* — при отказе отсечных клапанов среднего давления; *4* — при совместном отказе регулирующих клапанов высокого давления и отсечных клапанов среднего давления

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как меняются плотность нейтронов и энерговыделение в активной зоне реактора, находящегося в подкритическом, критическом и надкритическом состояниях?
2. Почему период реактора является его важнейшей характеристикой и чем он определяется?
3. Какие нейтроны называются запаздывающими? Почему несмотря на очень малый выход запаздывающих нейтронов их роль в переходных процессах исключительно велика?
4. Какие способы изменения реактивности реактора могут использоваться в его системе управления и защиты?
5. Какие основные функции выполняются органами управления реактором? Для чего предназначены органы защиты?
6. Как распределяются функции между жидкостным (борным) регулированием и подвижными регулирующими стержнями?
7. Почему желательно, чтобы температурный коэффициент реактивности реактора был отрицательным?
8. Что представляет собой статическая программа регулирования реактора? Как она рассчитывается?
9. Какие программы регулирования водо-водяных реакторов, охлаждаемых водой под давлением, нашли применение в атомной энергетике?
10. Почему первые реакторы с водой под давлением проектировались с программой $t_{ср}$ = const? В чем ее преимущества и недостатки?
11. Каковы причины отказа от программы $t_{ср}$ = const и перехода на программу p_2 = const? В чем заключаются достоинства и недостатки последней?
12. Что представляют собой компромиссные и комбинированные программы регулирования реакторов с водой под давлением?
13. Поясните на принципиальных схемах регулирования мощности реакторов типа ВВЭР, как реализуются программы $t_{ср}$ = const, p_2 = const, компромиссные и комбинированные?
14. Как в реакторе типа ВВЭР поддерживается заданное давление в первом контуре? Зачем и как поддерживается уровень в компенсаторе давления (объема)?
15. Почему уровень в парогенераторе энергоблока с реактором типа ВВЭР поддерживается, как и в барабанном котле, трехимпульсным регулятором?
16. Как предотвращается аварийное повышение давления во втором контуре энергоблока с реактором типа ВВЭР при отключении генератора от сети или закрытии стопорных клапанов турбины?
17. Почему одним из основных регулируемых параметров энергоблока с кипящим реактором (например, РБМК) является давление в паровом контуре?
18. Почему с ростом давления паровой фазы в кипящем реакторе его реактивность, а следовательно, и мощность возрастают?
19. Почему мощность в корпусном кипящем реакторе наряду с управлением подвижными стержнями можно регулировать изменением расхода теплоносителя? В чем преимущество этого способа регулирования?
20. Чем объясняется высокая маневренность корпусных кипящих реакторов?
21. Как можно использовать аккумулирующую способность парогенерирующей системы кипящего реактора для получения дополнительного количества пара при набросе нагрузки?
22. Почему в реакторе на быстрых нейтронах при больших нагрузках мощность регулируется изменением расхода теплоносителя в первых двух контурах?
23. Почему во многих влажно-паровых турбинах АЭС перед ЦВД устанавливаются совмещенные стопорно-регулирующие клапаны?
24. Как осуществляется разгрузка стопорных и регулирующих клапанов турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ от паровых усилий?
25. В чем заключается паровая блокировка открытия стопорного клапана? Как она обеспечивается?
26. Как выполнено и в каких целях применено паровое нагружение регулирующего клапана?

27. Как обеспечивается надежность стопорно-регулирующего клапана?
28. Почему система регулирования турбины К-1000-5,9/25-2 ХТЗ называется комбинированной?
29. Перечислите основные компоненты электронной управляющей и гидравлической исполнительной частей ЭГСР.
30. Чем обеспечивается возможность самостоятельной работы резервной гидравлической системы регулирования при выходе из строя электронной части ЭГСР?
31. Для чего между линиями управления ЭГСР и ГСР установлен предохранительный клапан?
32. Каково назначение переключающих устройств?
33. Как передается управление ГСР при потере работоспособности ЭГСР? Чем обеспечивается безударный переход с ЭГСР на ГСР? Как выполняется обратный переход?
34. Каким образом осуществляется переход с ЭГСР на ГСР при одновременном отказе ЭГСР и переключающих устройств?
35. В каких режимах может работать ЭГСР?
36. Почему ГСР называется гидродинамической?
37. Почему важно обеспечить постоянство давления масла на входе в импеллер и чем это достигается?
38. Зачем каналы рабочих колес импеллера выполнены в виде радиальных сверлений?
39. Каковы достоинства и недостатки импеллера как датчика частоты вращения?
40. Что сделано для уменьшения сил трения в регуляторе частоты вращения?
41. Почему малую перестановочную силу следует отнести к недостаткам регулятора частоты вращения?
42. Как действует устройство, предназначенное для испытания автомата безопасности разгоном и ограничения мощности турбины?
43. Почему сервомоторы поворотных регулирующих заслонок выполнены односторонними, двухпозиционными и с переменной скоростью открытия? Почему их необходимо расхаживать?
44. Почему постоянная времени ротора влажно-паровой турбины АЭС существенно выше, чем у турбины с промежуточным перегревом пара ТЭС той же мощности, а постоянная времени промперегрева, наоборот, значительно ниже?
45. Какую негативную роль при сбросе нагрузки с отключением генератора от сети играет вода, аккумулированная в паровом тракте турбины в виде пленок и сосредоточенных масс в камерах?
46. Что дает возможность на некоторых влажно-паровых турбинах АЭС уменьшить число парозапорных органов после СПП перед ЦНД?
47. В каких целях при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети на некоторых влажно-паровых турбинах АЭС применяется экстренный срыв вакуума подачей воздуха в паровое пространство конденсатора?

Глава четырнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Значительные экономические преимущества комбинированной выработки тепловой и электрической энергии обусловили широкое распространение *теплофикационных турбин,* которые служат приводом электрического генератора и одновременно снабжают теплотой внешних потребителей.

Для того чтобы обеспечить требуемые параметры отпускаемой тепловой энергии, теплофикационные турбины выполняются *с регулируемыми противодавлением* или *отборами пара.*

Различают два вида регулируемых отборов пара: *производственный* с давлением 0,5 МПа и выше и *отопительный* (*теплофикационный*) с давлением 0,3 МПа и ниже.

В России выпускаются теплофикационные турбины типов: Т (с отопительным отбором); П (с производственным отбором); ПТ (с производственным и отопительным отборами); Р (с противодавлением); ПР (с производственным отбором и противодавлением).

Наиболее существенной особенностью теплофикационной турбины как объекта регулирования по сравнению с конденсационной турбиной является наличие нескольких связанных через объект регулируемых параметров — частоты вращения ротора и давлений пара в отборах или за турбиной (противодавления). В настоящее время все чаще в качестве регулируемого параметра выступает *температура прямой сетевой воды* или *разность температур прямой и обратной сетевой воды,* характеризующая *тепловую нагрузку турбины.*

14.1. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Принципиальная тепловая схема установки *турбины с противодавлением* показана на рис. 14.1. Свежий пар с давлением p_0 поступает в турбину, где расширяется до давления p_2, с которым направляется к тепловому потребителю. Так как на выходе из турбины пар имеет еще высокий энергетический потенциал, то расход его через турбину, а значит, и вырабатываемая ею мощность определяются тепловым потребителем, т.е. *турбина с противодавлением работает по графику тепловой нагрузки*.

Поскольку графики тепловой и электрической нагрузок не совпадают, то турбина с противодавлением работает в энергосистеме параллельно с конденсационными турбинами, которые обеспечивают выработку недостающей электрической энергии.

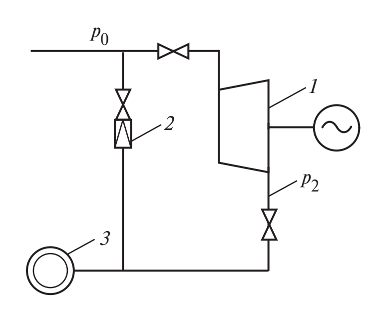


Рис. 14.1. Принципиальная тепловая схема установки турбины с противодавлением:

1 — турбина с противодавлением; *2* — редукционно-охладительная установка; *3* — тепловой потребитель

В часы максимальных тепловых нагрузок, когда требуемый расход пара превышает пропускную способность турбины с противодавлением, в линию к тепловому потребителю добавляется пар через редукционно-охладительную установку. Эта установка дает также возможность обеспечить теплового потребителя паром при выводе турбины с противодавлением в ремонт.

Принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением показана на рис. 14.2. Турбина имеет два регулируемых параметра — частоту вращения ротора и противодавление, которые контролируются соответствующими регуляторами, управляющими сервомотором системы парораспределения.

При работе турбины с противодавлением в мощной энергосистеме ее частота вращения определяется частотой сети, поддерживаемой регуляторами всех параллельно работающих турбин. Управление турбиной осуществляется регулятором противодавления, который стремится поддержать давление за турбиной в достаточно узких пределах при значительных колебаниях потребления пара.

Под контролем регулятора частоты вращения осуществляются пуск турбины и синхронизация генератора при включении его в энергосистему. Затем уставка регулятора выбирается такой, чтобы он не вмешивался в работу регулятора противодавления при небольших колебаниях частоты сети и вступал в работу только при разгоне ротора после сброса нагрузки с отключением генератора от сети. В этом случае по мере закрытия регулирующих клапанов турбины регулятор противодавления, стремясь поддержать падающее давление за турбиной, будет пытаться увеличить расход пара через турбину открытием клапанов. Несмотря на это противодействие, регулятор частоты вращения должен оказаться в состоянии прикрыть регулирующие клапаны до их положения при холостом ходе. В рычажной схеме регулирования (рис. 14.2) с этой целью предусмотрен ограничитель хода регулятора противодавления, который по существу выключает его из работы, когда рычаг садится на упор.

Для турбины с противодавлением может быть построена *развернутая статическая характеристика регулирования*

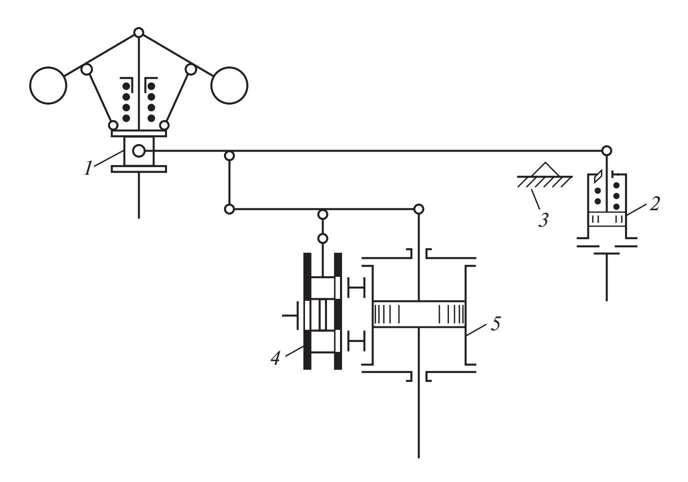


Рис. 14.2. Принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением:
1 — регулятор частоты вращения; *2* — регулятор давления; *3* — ограничитель хода регулятора давления; *4* — отсечной золотник; *5* — сервомотор

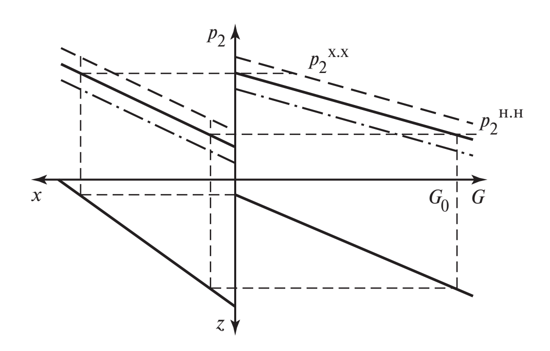


Рис. 14.3. Развернутая статическая характеристика регулирования противодавления

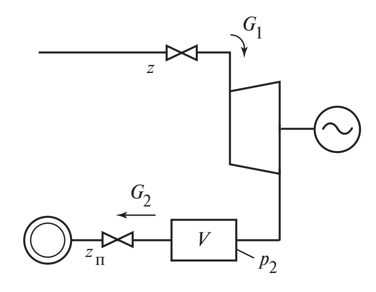


Рис. 14.4. Расчетная схема камеры противодавления

(рис. 14.3) аналогично тому, как это было сделано для конденсационной турбины (см. § 2.2), только в качестве регулируемого параметра здесь выбирается противодавление p_2.

Наклон статической характеристики $p_2 = f(G)$ определяется *степенью неравномерности регулирования противодавления*

$$\delta_p = \frac{p_2^{\text{х.х}} - p_2^{\text{н.н}}}{p_{20}}. \qquad (14.1)$$

Если принять, что с помощью *задатчика регулятора противодавления* можно менять натяжение его пружины, то это вызовет смещение характеристики регулятора $x(p_2)$, а вместе с ней и собственно статической характеристики регулирования $p_2(G)$. При изолированной работе турбины на теплового потребителя это даст возможность изменить значение регулируемого параметра — противодавления.

Уравнение камеры противодавления. Так как при нормальных эксплуатационных режимах турбины она управляется регулятором противодавления, то в качестве *объекта регулирования* следует рассматривать заполненный паром объем V тракта между турбиной и тепловым потребителем, включающего в себя выходной патрубок и паропровод до регулирующего органа потребителя $z_\text{п}$ (рис. 14.4).

Запишем уравнение материального баланса в паровом объеме в форме

$$\frac{\rho_{20} V}{n p_{20}} \frac{\mathrm{d}(\Delta p_2)}{\mathrm{d}t} = \Delta G_1 - \Delta G_2. \qquad (14.2)$$

Пренебрегая паровым объемом между регулирующим клапаном турбины и ее проточной частью и считая теплоперепад турбины достаточно большим, чтобы расход пара через клапан $G_\text{кл}$ не зависел от противодавления, примем, что расход пара через турбину G_1 определяется только положением клапана или сервомотора z, т.е. $G_1 = G_\text{кл} = G_1(z)$. Расход пара G_2, направляющегося к тепловому потребителю, зависит от давления в емкости и положения регулирующего органа потребителя $z_\text{п}$, т.е. $G_2 = G_2(p_2, z_\text{п})$.

Примем в первом приближении

$$\frac{G_1}{G_{10}} = \frac{z}{z_0}; \qquad (14.3)$$

$$\frac{G_2}{G_{20}} = \frac{z_\text{п}}{z_{\text{п}0}} \frac{p_2}{p_{20}}, \qquad (14.4)$$

причем открытие регулирующего органа потребителя считаем постоянным, зависящим от тепловой нагрузки.

Тогда для малых отклонений режима от равновесного имеем

$$\Delta G_1 = \frac{\partial G_1}{\partial z}\Delta z = \frac{G_{10}}{z_0}\Delta z;$$

$$\Delta G_2 = \frac{\partial G_2}{\partial p_2}\Delta p_2 = \frac{z_\text{п}}{z_{\text{п}0}}\,\frac{G_{20}}{p_{20}}\Delta p_2.$$

Подставляя выражения для ΔG_1 и ΔG_2 в (14.2) и принимая во внимание, что $G_{10} = G_{20} = G_0$, находим

$$\frac{\rho_{20} V \delta_p}{n G_0}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\Delta p_2}{\delta_p p_{20}}\right) + \frac{z_\text{п}}{z_{\text{п}0}}\delta_p\frac{\Delta p_2}{\delta_p p_{20}} = \frac{\Delta z}{z_0}.$$

Перейдя к безразмерным координатам $\mu = \Delta z / z_0$ и $\rho = \Delta p_2 / (\delta_p p_{20})$, получим окончательно

$$T_\rho \frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} + \lambda \delta_p \rho = \mu. \qquad (14.5)$$

где введены обозначения постоянной времени камеры противодавления $T_\rho = \rho_{20} V \delta_p / (n G_0)$ и относительного положения регулирующего органа потребителя $\lambda = z_\text{п} / z_{\text{п}0}$.

Если пренебречь *саморегулированием* камеры противодавления, обусловленным тем, что количество вытекающего из нее пара пропорционально противодавлению, то уравнение объекта регулирования примет вид

$$T_\rho \frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}t} = \mu, \qquad (14.6)$$

совпадая по форме с уравнением ротора конденсационной турбины (6.19) с той лишь разницей, что здесь постоянная времени объекта учитывает не инерцию ротора, а аккумулирующую способность камеры противодавления. Поэтому многие выводы, сделанные относительно процессов регулирования частоты вращения конденсационной паровой турбины оказываются справедливыми и для регулирования противодавления, если есть основания пренебречь саморегулированием.

Следует, однако, отметить, что такое допущение при исследовании процессов регулирования противодавления не всегда является обоснованным. Согласно ПТЭ степень неравномерности регулирования давления пара в регулируемых отборах и противодавления должна удовлетворять требованиям потребителя, согласованным с заводом-изготовителем турбин, и не допускать срабатывания предохранительных клапанов (устройств). В отличие от регулирования частоты вращения, когда степень неравномерности не превышает 0,05, а динамическое повышение частоты вращения ротора не допускается более чем на 10—12 % сверх номинальной, при регулировании противодавления могут быть существенно большими и степень неравномерности регулирования, и особенно отклонения давления в переходном процессе. Так, если пар после турбины направляется в сетевые подогреватели с давлением не выше 0,3 МПа, осуществить поддержание давления с малой степенью неравномерности, не прибегая к изодромному регулированию, достаточно трудно, и она часто выбирается равной 0,10—0,15. Вместе с тем при таком низком давлении повышение его в переходном процессе даже на 50 % номинального значения опасности не представляет. Оба эти фактора приводят к тому, что саморегулирование может иметь существенное значение.

Рассмотрим влияние саморегулирования на устойчивость регулирования противодавления системой с двумя звеньями усиления, описываемой уравнениями:

камеры противодавления

$$(T_\rho p + \delta_p)\rho = \mu_2;$$

идеального регулятора противодавления

$$\eta = \rho;$$

промежуточного сервомотора

$$(T_1 p + 1)\mu_1 = -\eta;$$

главного сервомотора

$$(T_2 p + 1)\mu_2 = \mu_1.$$

Перейдем к безразмерному времени $\tau = t/T_\rho$ и найдем характеристическое уравнение системы в виде

$$(p + \delta_p)(\tau_1 p + 1)(\tau_2 p + 1) + 1 = \\ = \tau_1\tau_2 p^3 + (\tau_1 + \tau_2 + \delta_p\tau_1\tau_2)p^2 + \\ + [(\tau_1 + \tau_2)\delta_p + 1]p + \delta_p + 1 = 0,$$

где $\tau_1 = T_1/T_\rho$, $\tau_2 = T_2/T_\rho$ — относительные постоянные времени сервомоторов.

Уравнение границы устойчивости системы получим, приравняв к нулю предпоследний определитель Гурвица: $\Delta_2 = 0$, или в развернутом виде

$$\delta_p^2\tau_1\tau_2(\tau_1 + \tau_2) + \delta_p(\tau_1 + \tau_2)^2 + \\ + \tau_1 + \tau_2 - \tau_1\tau_2 = 0. \qquad (14.7)$$

В координатах (τ_1, τ_2) уравнение (14.7) описывает однопараметрическое семейство кривых — границ устойчивости системы в зависимости от степени неравномерности регулирования δ_p (рис. 14.5). При $\delta_p = 0$, что соответствует отсутствию саморегулирования, границей устойчивости является гипербола $\tau_1 + \tau_2 - \tau_1\tau_2 = 0$ с асимптотами $\tau_1 = 1$ и $\tau_2 = 1$.

Обращает на себя внимание существенное влияние саморегулирования на устойчивость. По мере роста δ_p область неустойчивости сокращается, стягиваясь в точку при $\delta_p = 0{,}125$. Иными словами, рассматриваемая система при $\delta_p \geq 0{,}125$ оказывается устойчивой при любых постоянных времени сервомоторов.

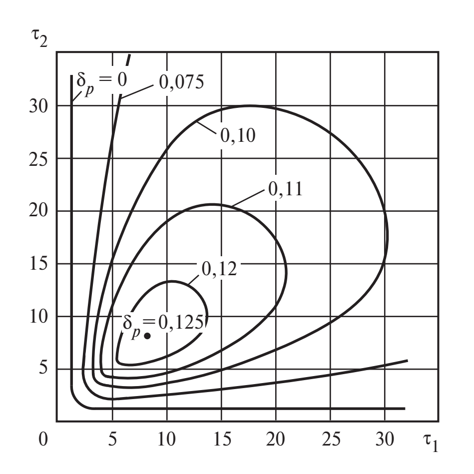


Рис. 14.5. Границы устойчивости системы регулирования турбины с противодавлением

При $\delta_p < 0{,}125$ и фиксированном значении τ_2 устойчивость системы достигается либо уменьшением постоянной времени τ_1, либо ее увеличением. Второй путь может оказаться вынужденным при очень малых постоянных времени T_ρ из-за характерного для турбин с противодавлением большого расчетного расхода пара G_0.

Так как относительные постоянные времени τ_1 и τ_2 входят в уравнение (14.7) симметрично, то обеспечить устойчивость можно соответствующим выбором τ_2 при фиксированном τ_1. Следует, однако, иметь в виду, что главный сервомотор с постоянной времени τ_2 входит и в контур регулирования частоты вращения. Поэтому увеличение τ_2 может привести к недопустимому повышению частоты вращения в переходном процессе после сброса полной нагрузки. Заметим к тому же, что малое значение постоянной времени ротора T_φ турбины с противодавлением требует повышенного быстродействия ее системы регулирования по частоте вращения.

14.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ОТБОРОМ ПАРА

Работа турбин с противодавлением по тепловому графику связана с существенным недоиспользованием установленного энергетического оборудования. Поэтому применение их целесообразно лишь при стабильном тепловом потреблении, например, на химическом или металлургическом производстве, в качестве предвключенных турбин и т.п. Более широкое распространение для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии получили

турбины с регулируемыми отборами пара, которые почти во всем диапазоне возможных режимов могут работать по независимым графикам электрической и тепловой нагрузок, т.е. их мощность может в широких пределах изменяться независимо от нагрузки теплового потребителя.

Принципиальная тепловая схема установки турбины с регулируемым отбором пара показана на рис. 14.6. Турбина состоит из *части высокого давления*, представляющей собой по существу турбину с противодавлением, и *части низкого давления*, выполненной как конденсационная турбина.

Свежий пар, подводимый к турбине с давлением p_0 и температурой t_0, проходит регулирующие клапаны *1* и поступает в ЧВД *3*, где расширяется до давления $p_п$, требуемого тепловым потребителем *6*. Поток пара G_1 после ЧВД разделяется на две части: поток $G_п$ направляется к тепловому потребителю, а поток G_2, пройдя регулирующие органы *2*, конструктивно выполняемые в виде клапанов или поворотной диафрагмы, поступает в ЧНД *4*, где расширяется до давления $p_к$ в конденсаторе. При работе турбины со скользящим начальным давлением расход пара в турбину регулируется изменением начального давления при

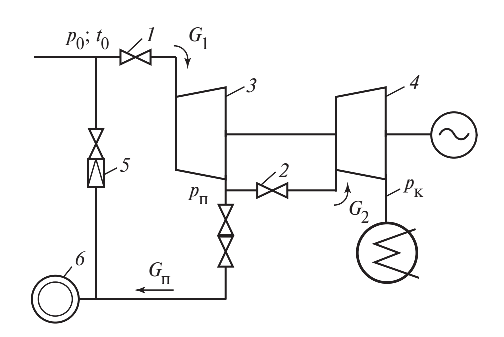


Рис. 14.6. Принципиальная тепловая схема установки турбины с регулируемым отбором пара:

1 — регулирующие клапаны ЧВД; *2* — регулирующие клапаны ЧНД; *3* — ЧВД; *4* — ЧНД; *5* — редукционно-охладительная установка; *6* — тепловой потребитель

постоянном, почти полном, открытии регулирующих клапанов ЧВД.

Для удовлетворения независимых потребителей тепловой и электрической энергии необходимо поддерживать в заданных пределах напряжение и частоту электрического тока, а также давление пара в отборе или температуру сетевой воды $t_с$, подаваемой для теплофикации. Напряжение на клеммах генератора поддерживается его системой возбуждения, а частота вращения, давление в камере отбора или температура сетевой воды — системой регулирования турбины. Последняя должна иметь два регулятора — частоты вращения и давления, которые, перемещая с помощью сервомоторов регулирующие органы ЧВД и ЧНД, изменяют расходы пара через них и поддерживают требуемый режим работы турбины. Регулятор температуры сетевой воды действует через задатчик регулятора давления.

Одновременно регулировать частоту вращения ротора или электрическую мощность турбогенератора и давление пара в камере отбора можно по-разному. В схеме *несвязанного регулирования* регулятор частоты вращения управляет только клапанами ЧВД, а регулятор давления — только клапанами ЧНД. При работе турбины в изолированных электрической и тепловой сетях отсутствие кинематических связей регулятора частоты вращения с клапанами ЧНД, а регулятора давления с клапанами ЧВД компенсируется динамическими связями через объект регулирования, и система несвязанного регулирования оказывается в состоянии обеспечить необходимый режим работы.

Пусть, например, нагрузка генератора вследствие отключения некоторых потребителей снизилась. При изолированной работе турбогенератора избыточный момент, развиваемый паром на рабочих лопатках турбины, вызовет повышение частоты вращения ротора и регулятор частоты вращения прикроет регулирующие клапаны ЧВД.

Расход пара, а с ним и крутящий момент турбины уменьшатся. При неизменном положении регулирующих клапанов ЧНД расход пара к тепловому потребителю $G_п = G_1 - G_2$ также сократится, что вызовет падение давления в камере отбора. Стремясь поддержать его в заданных пределах, вступающий в работу регулятор давления прикроет регулирующие клапаны ЧНД и уменьшит расход пара G_2. В результате колебательного переходного процесса через некоторое время вновь наступит равновесие между моментом сопротивления на валу генератора и суммарным крутящим моментом, развиваемым паром в ЧВД и ЧНД турбины при неизменном расходе пара к тепловому потребителю.

Если при неизменной нагрузке генератора уменьшится тепловое потребление, давление пара в камере отбора повысится и регулятор давления приоткроет регулирующие клапаны ЧНД. Мощность турбины возрастет, что вызовет повышение ее частоты вращения. Чтобы привести мощность турбины в соответствие с неизменной нагрузкой генератора, регулятор частоты вращения сократит расход пара G_1, прикрыв клапаны ЧВД. И в этом случае после завершения переходного процесса установится новый равновесный режим работы агрегата при новом, меньшем, расходе пара к тепловому потребителю и с сохранением нагрузки генератора на прежнем уровне.

Таким образом, при работе турбины с системой несвязанного регулирования в изолированных электрической и тепловой сетях изменение одной из нагрузок и соответствующего регулируемого параметра вызывает возмущение второго параметра в переходном процессе, но после его завершения другая нагрузка сохраняется неизменной.

При параллельной работе турбины с другими агрегатами в мощных электрической и тепловой сетях система несвязанного регулирования обнаруживает существенный недостаток. Так, любое отклонение расхода отбираемого пара приведет к возмущению давления в камере отбора, и регулятор давления изменит пропуск пара в ЧНД и мощность, развиваемую турбиной. Но в рассматриваемом случае это не приведет к изменению частоты вращения ротора, так как она определяется практически постоянной частотой сети, поддерживаемой всеми параллельно работающими агрегатами. Поэтому регулятор частоты вращения турбины в работу не вступит, расход пара в ЧВД и развиваемая ею мощность останутся прежними, отклонение мощности ЧНД не будет компенсироваться в ЧВД, и турбина продолжит работу с изменившейся нагрузкой. Аналогично при параллельной работе турбины в емкой тепловой сети изменения частоты в энергосистеме вызовут изменения количества отбираемого от турбины пара. Таким образом, при параллельной работе турбины с несвязанной системой регулирования при изменении электрической нагрузки будет меняться тепловая, и наоборот, что нежелательно для эксплуатации.

Эти обстоятельства обусловили переход к *связанным системам регулирования,* в которых каждый регулятор управляет обеими системами парораспределения. В этих системах можно так подобрать связи регуляторов с сервомоторами регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД, чтобы при отклонениях нагрузки генератора не изменялось количество отбираемого пара, а при возмущениях теплового потребления сохранялась постоянной развиваемая турбиной мощность, т.е. при $N_э$ = var $G_п$ = const или

$$\Delta G_1 = \Delta G_2, \qquad (14.8)$$

а при $G_п$ = var $N_э$ = const или

$$\Delta N_{i\,1} + \Delta N_{i\,2} = 0. \qquad (14.9)$$

Условия (14.8) и (14.9) называют *условиями автономности,* а связанную систему

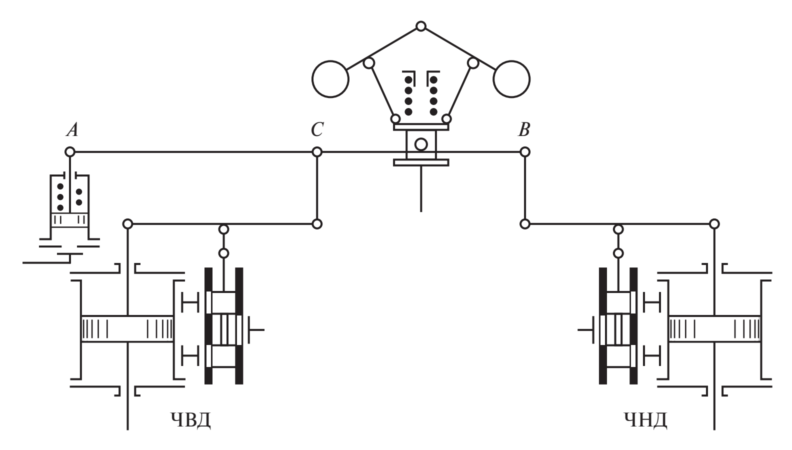


Рис. 14.7. Принципиальная схема связанного регулирования турбины с отбором пара

регулирования, в которой они выполняются, — *системой автономного* (*независимого*) *регулирования*.

Нетрудно видеть, что для выполнения условий автономности необходимо (но не достаточно!) обеспечить одинаковые знаки команд регулятора частоты вращения, который должен либо приоткрывать, либо прикрывать регулирующие клапаны обеих частей турбины, и противоположные знаки команд регулятора давления, который, увеличив открытие клапанов ЧНД, должен уменьшить открытие клапанов ЧВД, и наоборот.

Простейшая принципиальная схема связанного регулирования турбины с одним регулируемым отбором пара представлена на рис. 14.7. Указатели регуляторов частоты вращения и давления связаны с рычагом *AB*, к которому в точках *C* и *B* подсоединены рычаги отсечных золотников сервомоторов клапанов ЧВД и ЧНД. При возрастании частоты вращения соответствующий регулятор прикрывает клапаны ЧВД и ЧНД, уменьшая пропуски пара через обе части турбины. При повышении давления пара в отборе регулятор давления увеличивает открытие клапанов ЧНД и прикрывает клапаны ЧВД. При уменьшении значений регулируемых параметров сервомоторы будут двигаться в противоположных направлениях.

Для того чтобы проследить, как меняются режимы работы турбины с несвязанной и связанной системами регулирования при изменениях электрической и тепловой нагрузок, рассмотрим *диаграмму режимов* турбины с одним отбором пара. Ограничимся упрощенной диаграммой режимов, построенной прямыми линиями, т.е. в предположении, что внутренние мощности ЧВД и ЧНД линейно зависят от соответствующих расходов (рис. 14.8).

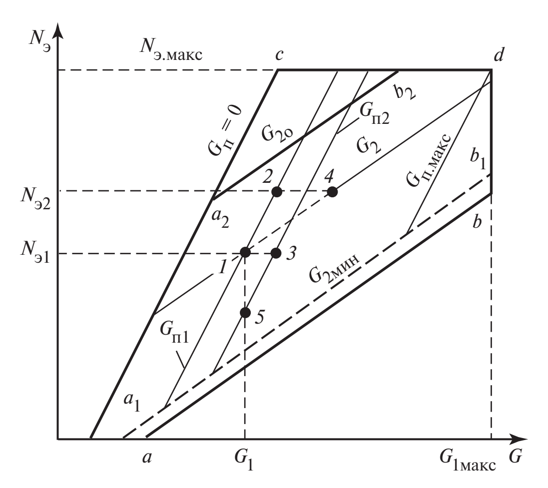


Рис. 14.8. Диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара

Как следует из диаграммы режимов, турбина с отбором пара может в широких пределах работать по независимым графикам электрической и тепловой нагрузок, хотя и у нее на некоторых режимах работы обеспечить это невозможно.

Так, при работе с минимальным (вентиляционным) пропуском пара в ЧНД (линия a_1b_1 на диаграмме) мощность турбины определяется расходом отбираемого пара, как у турбины с противодавлением.

При работе с максимальным отбором (точка b_1) турбина не может развить полную мощность, и, наоборот, при работе с максимальной мощностью турбина не может дать максимальный отбор (точка d).

Режимы с расчетным расходом пара в ЧНД G_{20} (линия a_2b_2) достигаются при полностью открытых регулирующих клапанах ЧНД. Дальнейшее повышение расхода пара через ЧНД возможно только благодаря повышению давления в камере отбора. Следовательно, в нерегулируемой зоне (выше линии a_2b_2) регулятор давления не в состоянии поддержать номинальное давление пара в отборе. Максимальное давление в отборе достигается на конденсационном режиме работы при $G_п = 0$ (точка c).

Рассмотрим параллельную работу турбины в мощной электрической и в емкой тепловой сетях на некотором режиме, которому соответствуют: электрическая мощность $N_{э1}$, расходы пара через ЧВД G_1, через ЧНД G_2 и в отбор $G_п$ (точка *1*).

Если система регулирования турбины выполнена связанной и автономной, то при изменениях электрической мощности $N_э$ режимные точки будут располагаться на линии $G_{п1} = \text{const}$ (например, точка *2* при $N_э = N_{э2}$), а при изменениях расхода отбираемого пара $G_п$ — на линии $N_э = \text{const}$ (точка *3* при $G_п = G_{п2}$).

Если система регулирования турбины выполнена несвязанной, то при изменении электрической мощности $N_э$ будет значительно меняться и количество отбираемого пара (при $N_э = N_{э2}$ точка *4* на линии $G_2 = \text{const}$), а при изменении теплового потребления $G_п$ будет меняться электрическая мощность (при $G_п = G_{п2}$ точка *5* на линии $G_1 = \text{const}$).

Математическая модель теплофикационной турбины с одним регулируемым отбором пара и с системой регулирования с однократным усилением включает в себя уравнения двух аккумуляторов — ротора турбины и камеры отбора, регуляторов частоты вращения и давления, сервомоторов ЧВД и ЧНД.

Уравнение ротора турбины с регулируемым отбором пара можно записать в виде

$$J\frac{d\omega}{dt} = M_1 + M_2 - M_г, \qquad (14.10)$$

где M_1 и M_2 — моменты, развиваемые паром на рабочих лопатках роторов ЧВД и ЧНД; остальные обозначения те же, что и при выводе уравнения (6.9).

На установившемся режиме работы

$$\tilde{M}_1 + \tilde{M}_1 - \tilde{M}_г = 0. \qquad (14.11)$$

Вычитая почленно из уравнения динамики (14.10) уравнение статики (14.11), находим

$$J\frac{d(\Delta\omega)}{dt} = \Delta M_1 + \Delta M_2 - \Delta M_г. \qquad (14.12)$$

Моменты M_1 и M_2 определяем из соотношений

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= \frac{G_1 H_{01}\eta_{oe1}}{\omega}; \\ M_2 &= \frac{G_2 H_{02}\eta_{oe2}}{\omega}. \end{aligned}\right\} \qquad (14.13)$$

Принимаем пренебрежимо малыми первые паровые объемы в ЧВД и ЧНД. Тогда изменения расходов пара G_1 и G_2 без отста-

вания следуют за перемещениями регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД, причем расход пара через ЧНД зависит еще и от давления пара в отборе, т.е.

$$\left.\begin{aligned} G_1 &= G_1(z_1); \\ G_2 &= G_2(z_2, p_\text{п}). \end{aligned}\right\} \qquad (14.14)$$

Принимая постоянными начальные параметры пара и давление в конденсаторе и пренебрегая влиянием на располагаемые теплоперепады ЧВД и ЧНД изменения давления в камере отбора, получаем

$$\left.\begin{aligned} M_1 &= M_1(z_1, \omega); \\ M_2 &= M_2(z_2, p_\text{п}, \omega). \end{aligned}\right\} \qquad (14.15)$$

Для момента сопротивления на валу генератора принимаем, как и ранее,

$$M_\text{г} = M_\text{г}(\omega, t). \qquad (14.16)$$

Для малых отклонений моментов от их значений на установившихся режимах можно записать

$$\left.\begin{aligned} \Delta M_1 &= \frac{\partial M_1}{\partial z_1}\Delta z_1 + \frac{\partial M_1}{\partial \omega}\Delta\omega; \\ \Delta M_2 &= \frac{\partial M_2}{\partial z_2}\Delta z_2 + \frac{\partial M_2}{\partial p_\text{п}}\Delta p_\text{п} + \\ &\quad + \frac{\partial M_2}{\partial \omega}\Delta\omega; \\ \Delta M_\text{г} &= \frac{\partial M_\text{г}}{\partial \omega}\Delta\omega + \Delta M_\text{г}(t). \end{aligned}\right\} \qquad (14.17)$$

Допустим, что в первом приближении зависимости (14.14) можно принять в виде

$$\left.\begin{aligned} \frac{G_1}{G_{10}} &= \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \frac{G_2}{G_{20}} &= \frac{z_2}{z_{20}}\frac{p_\text{п}}{p_{\text{п}0}}, \end{aligned}\right\} \qquad (14.18)$$

и вычислим производные

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial M_1}{\partial z_1} &= \frac{\partial M_1}{\partial G_1}\frac{\partial G_1}{\partial z_1} = \\ &= \frac{H_{01}\eta_{\text{о}e1}}{\omega}\frac{G_{10}}{z_{10}} = \frac{M_{10}}{z_{10}}; \\ \frac{\partial M_2}{\partial z_2} &= \frac{\partial M_2}{\partial G_2}\frac{\partial G_2}{\partial z_2} = \\ &= \frac{H_{02}\eta_{\text{о}e2}}{\omega}\frac{p_\text{п}}{p_{\text{п}0}}\frac{G_{20}}{z_{20}} = \frac{M_{20}}{z_{20}}; \\ \frac{\partial M_2}{\partial p_\text{п}} &= \frac{\partial M_2}{\partial G_2}\frac{\partial G_2}{\partial p_\text{п}} = \\ &= \frac{H_{02}\eta_{\text{о}e2}}{\omega}\frac{G_{20}}{p_{\text{п}0}}\frac{z_2}{z_{20}} = \xi_2\frac{M_{20}}{p_{\text{п}0}}, \end{aligned}\right\} \qquad (14.19)$$

где $\xi_2 = z_2/z_{20} \cong G_2/G_{20}$ — относительный расход пара в ЧНД; так как давление $p_\text{п}$ в отборе регулируется, то принято $p_\text{п}/p_{\text{п}0} \approx 1$.

Подставив выражения для отклонений моментов (14.17) в уравнение (14.12), после простых преобразований получим:

$$\frac{J\delta\omega_0}{M_0}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0}\right) + \\ + \frac{\left(\frac{\partial M_\text{г}}{\partial\omega} - \frac{\partial M_1}{\partial\omega} - \frac{\partial M_2}{\partial\omega}\right)\delta\omega_0}{M_0}\frac{\Delta\omega}{\delta\omega_0} = \\ = \frac{\frac{\partial M_1}{\partial z_1}z_{10}}{M_0}\frac{\Delta z_1}{z_{10}} + \frac{\frac{\partial M_2}{\partial z_2}z_{20}}{M_0}\frac{\Delta z_2}{z_{20}} + \\ + \frac{\frac{\partial M_2}{\partial p_\text{п}}\delta_p p_{\text{п}0}}{M_0}\frac{\Delta p_\text{п}}{\delta_p p_{\text{п}0}} - \frac{\Delta M_\text{г}(t)}{M_0}.$$

Перейдя к безразмерным координатам

$$\varphi = \Delta\omega/(\delta\omega_0); \quad \mu_1 = \Delta z_1/z_{10}; \quad \mu_2 = \Delta z_2/z_{20}; \\ \rho = \Delta p_\text{п}/(\delta_p p_{\text{п}0}),$$

где δ_p — степень неравномерности регулирования давления в отборе, с учетом

(14.19) запишем уравнение ротора теплофикационной турбины в виде

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} + k_c\varphi = \alpha\mu_1 + \beta(\mu_2 + \xi_2\delta_p\rho) - \lambda_1. \quad (14.20)$$

Здесь введены обозначения:

постоянной времени ротора [см. соотношение (6.10)]

$$T_\varphi = \frac{J\delta\omega_0}{M_0};$$

параметра саморегулирования

$$k_c = \frac{\left(\frac{\partial M_г}{\partial\omega} - \frac{\partial M_1}{\partial\omega} - \frac{\partial M_2}{\partial\omega}\right)\delta\omega_0}{M_0}; \quad (14.21)$$

наибольших моментов ЧВД и ЧНД, выраженных в долях от номинального момента турбины, и относительного возмущающего воздействия:

$$\alpha = \frac{M_{10}}{M_0}; \ \beta = \frac{M_{20}}{M_0}; \ \lambda_1 = \frac{\Delta M_г(t)}{M_0}. \quad (14.22)$$

Если пренебречь саморегулированием турбины и генератора, т.е. принять $k_c = 0$, и не учитывать влияние изменения давления в камере отбора на расход пара в ЧНД, т.е. принять $\xi_2\delta_p\rho \approx 0$, то уравнение ротора упростится и примет вид

$$T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} = \alpha\mu_1 + \beta\mu_2 - \lambda_1. \quad (14.23)$$

Уравнение камеры отбора. Составив баланс расходов для камеры отбора аналогично уравнению (6.26), получим

$$\frac{\tilde{\rho}_п V}{n p_{п0}} \frac{d(\Delta p_п)}{dt} = \Delta G_1 - \Delta G_2 - \Delta G_п(t). \quad (14.24)$$

Для зависимостей $G_1 = G_1(z_1)$ и $G_2 = G_2(z_2, p_п)$ в виде (14.18) найдем:

$$\Delta G_1 = \frac{\partial G_1}{\partial z_1}\Delta z_1 = G_{10}\frac{\Delta z_1}{z_{10}};$$

$$\Delta G_2 = \frac{\partial G_2}{\partial z_2}\Delta z_2 + \frac{\partial G_2}{\partial p_п}\Delta p_п = G_{20}\left(\frac{\Delta z_2}{z_{20}} + \xi_2\delta_p\frac{\Delta p_п}{\delta_p p_{п0}}\right).$$

Подставив выражения для ΔG_1 и ΔG_2 в (14.24) и перейдя к безразмерным координатам, запишем уравнение камеры отбора в виде

$$T_\rho \frac{d\rho}{dt} = \mu_1 - \varkappa(\mu_2 + \xi_2\delta_p\rho) - \lambda_2, \quad (14.25)$$

где введены обозначения:

постоянной времени камеры отбора

$$T_\rho = \frac{\tilde{\rho}_п\delta_p V}{nG_{10}}; \quad (14.26)$$

отношения расчетных расходов пара в ЧНД и ЧВД, а также относительного возмущения со стороны теплового потребителя

$$\varkappa = \frac{G_{20}}{G_{10}}; \quad \lambda_2 = \frac{\Delta G_п(t)}{G_{10}}. \quad (14.27)$$

Если пренебречь саморегулированием камеры отбора, приняв $\xi_2\delta_p\rho \approx 0$, то уравнение камеры отбора упростится и запишется в виде

$$T_\rho \frac{d\rho}{dt} = \mu_1 - \varkappa\mu_2 - \lambda_2. \quad (14.28)$$

Регуляторы частоты вращения и давления современных теплофикационных турбин с достаточным основанием можно считать идеальными:

$$\eta_\varphi = \varphi; \quad \eta_\rho = \rho. \quad (14.29)$$

Уравнения главных сервомоторов, управляемых обоими регуляторами, запишем в виде

$$T_1\frac{d\mu_1}{dt} + \mu_1 = -k_{1\varphi}\eta_\varphi - k_{1\rho}\eta_\rho;$$

$$T_2\frac{d\mu_2}{dt} + \mu_2 = -k_{2\varphi}\eta_\varphi + k_{2\rho}\eta_\rho,$$

или с учетом (14.29)

$$\left.\begin{aligned} T_1\frac{d\mu_1}{dt} + \mu_1 = -k_{1\varphi}\varphi - k_{1\rho}\rho; \\ T_2\frac{d\mu_2}{dt} + \mu_2 = -k_{2\varphi}\varphi + k_{2\rho}\rho, \end{aligned}\right\} \quad (14.30)$$

где $k_{1\varphi}$, $k_{2\varphi}$, $k_{1\rho}$, $k_{2\rho}$ — передаточные числа от регуляторов частоты вращения (индекс «φ») и давления (индекс «ρ») к соответствующим сервомоторам. Например,

$$k_{2\rho} = \lim_{\Delta\eta_\rho \to 0} \frac{\Delta\mu_2}{\Delta\eta_\rho} = \frac{\partial\mu_2}{\partial\eta_\rho} = \frac{\partial\mu_2}{\partial\rho}. \quad (14.31)$$

Уравнения ротора (14.23), камеры отбора (14.28) и главных сервомоторов (14.30) образуют совокупную систему дифференциальных уравнений, описывающих динамику регулирования теплофикационной турбины с одним отбором пара:

$$\left.\begin{aligned} T_\varphi p\varphi = \alpha\mu_1 + \beta\mu_2 - \lambda_1; \\ T_\rho p\rho = \mu_1 - \varkappa\mu_2 - \lambda_2; \\ (T_1 p + 1)\mu_1 = -k_{1\varphi}\varphi - k_{1\rho}\rho; \\ (T_2 p + 1)\mu_2 = -k_{2\varphi}\varphi + k_{2\rho}\rho. \end{aligned}\right\} \quad (14.32)$$

14.3. КРИТЕРИИ АВТОНОМНОСТИ

Как отмечалось в § 14.2, для обеспечения автономности регулирования надо так менять расходы пара через ЧВД и ЧНД турбины, чтобы при изменении тепловой нагрузки сохранялась постоянная электрическая мощность генератора, а при изменении электрической нагрузки оставалось прежним тепловое потребление из отбора турбины. Для этого статические и динамические характеристики системы регулирования теплофикационной турбины должны удовлетворять определенным условиям, называемым *критериями автономности.* Они могут быть получены различными способами:

- непосредственно из дифференциальных уравнений системы;
- из анализа ее структурной схемы;
- матричными методами.

Покажем, как должны быть выбраны передаточные числа от регуляторов к сервомоторам, чтобы были выполнены условия автономности.

Пусть в результате нарушения баланса генерируемой и потребляемой мощности изменилась частота в энергосистеме. Потребуем, чтобы перемещения сервомоторов ЧВД и ЧНД по командам регулятора частоты вращения не привели к изменению количества отбираемого пара и его давления. Запишем это условие при $\lambda_2 = 0$ следующим образом:

$$\Delta\varphi \neq 0;\ \Delta\rho = 0;\ p\rho = 0. \quad (14.33)$$

Из второго уравнения (14.32) применительно к конечному состоянию системы найдем $\Delta\mu_{1\varphi} - \varkappa\Delta\mu_{2\varphi} = 0$, где $\Delta\mu_{1\varphi}$ и $\Delta\mu_{2\varphi}$ — перемещения сервомоторов ЧВД и ЧНД под действием регулятора частоты вращения. Подставив выражения для $\Delta\mu_{1\varphi}$ и $\Delta\mu_{2\varphi}$, получим

$$\left(\frac{\partial\mu_1}{\partial\varphi} - \varkappa\frac{\partial\mu_2}{\partial\varphi}\right)\Delta\varphi = (-k_{1\varphi} + \varkappa k_{2\varphi})\Delta\varphi = 0.$$

Так как $\Delta\varphi \neq 0$, то отсюда следует первое условие, которому должны удовлетворять передаточные числа автономной системы регулирования:

$$k_{1\varphi} - \varkappa k_{2\varphi} = 0 \quad (14.34)$$

или

$$\frac{k_{1\varphi}}{k_{2\varphi}} = \varkappa = \frac{G_{20}}{G_{10}}. \quad (14.35)$$

Потребуем теперь, чтобы при изменении количества отбираемого пара и давления в камере отбора мощность турбины и частота вращения оставались неизменными, т.е.

$$\Delta\rho \neq 0;\ \Delta\varphi = 0;\ p\varphi = 0. \quad (14.36)$$

Из первого уравнения (14.32) при $\lambda_1 = 0$ получим $\alpha\Delta\mu_{1\rho} + \beta\Delta\mu_{2\rho} = 0$ или

$$\left(\alpha \frac{\partial\mu_1}{\partial\rho} + \beta \frac{\partial\mu_2}{\partial\rho}\right)\Delta\rho =$$
$$= (-\alpha k_{1\rho} + \beta k_{2\rho})\Delta\rho = 0,$$

откуда с учетом того, что $\Delta\rho \neq 0$, найдем

$$\alpha k_{1\rho} - \beta k_{2\rho} = 0 \qquad (14.37)$$

или

$$\frac{k_{1\rho}}{k_{2\rho}} = \frac{\beta}{\alpha} = \frac{M_{20}}{M_{10}} = \frac{G_{20}H_{02}\eta_{oe2}}{G_{10}H_{01}\eta_{oe1}}. \qquad (14.38)$$

Условия (14.34) и (14.37) или (14.35) и (14.38) получены для установившихся режимов и являются поэтому *критерием статической автономности регулирования.* Они найдены в предположении, что мощности отсеков турбины линейно зависят от расходов пара и передаточные числа остаются постоянными для всех режимов, на которых могут выполняться условия автономности. Последнее исключает, в частности, режимы, на которых достигнуты крайние положения регулирующих клапанов (полное открытие или закрытие) или указатели регуляторов дошли до своих ограничителей.

Критерий автономности двумя соотношениями связывает четыре передаточных числа. Дополнительные условия для их определения находятся из конструктивных соображений и требования обеспечить предельные режимы, предусмотренные ее диаграммой режимов [53].

Наряду с выполнением условий автономности на установившихся режимах работы, т.е. в статике, можно потребовать, чтобы они удовлетворялись и в переходных процессах, т.е. в динамике. Как было показано И.Н. Вознесенским, для этого необходимо дополнительно обеспечить равенство постоянных времени главных и всех соответственных промежуточных сервомоторов.

Рассмотрим иной подход к определению критериев статической и динамической автономности, основанный на анализе структурной схемы системы регулирования.

Система регулирования теплофикационной турбины с одним регулируемым отбором пара относится к классу *многосвязных систем*, так как она осуществляет одновременное регулирование двух взаимосвязанных переменных — частоты вращения и давления в отборе. В ее структурной схеме можно выделить два *сепаратных канала регулирования*, соответствующих каждый своей регулируемой величине с собственным регулятором и регулирующим органом.

Одной из самых существенных особенностей многосвязной системы регулирования является наличие в ней наряду с собственными связями сепаратных каналов *перекрестных связей* между ними. Если *естественные* перекрестные связи определяются физическими особенностями системы и обычно существуют в объекте регулирования, то *корректирующие* перекрестные связи вводятся специально для улучшения качества регулирования, для придания системе в целом требуемых свойств, в частности, для обеспечения автономности регулирования.

Перекрестные связи могут быть положительными и отрицательными. Знак связи будем относить к ее передаточной функции.

Структурная схема связанной системы регулирования теплофикационной турбины представлена на рис. 14.9. Она соответствует системе уравнений

$$\left.\begin{aligned} &T_\varphi p\varphi = \alpha\mu_1 + \beta\mu_2 - \lambda_1; \\ &T_\rho p\rho = \mu_1 - \varkappa\mu_2 - \lambda_2; \\ &(T_1 p + 1)\mu_1 = k_{1\varphi}(\gamma_1 - \varphi) + \\ &\quad + k_{1\rho}(\gamma_2 - \rho); \\ &(T_2 p + 1)\mu_2 = k_{2\varphi}(\gamma_1 - \varphi) - \\ &\quad - k_{2\rho}(\gamma_2 - \rho), \end{aligned}\right\} \qquad (14.39)$$

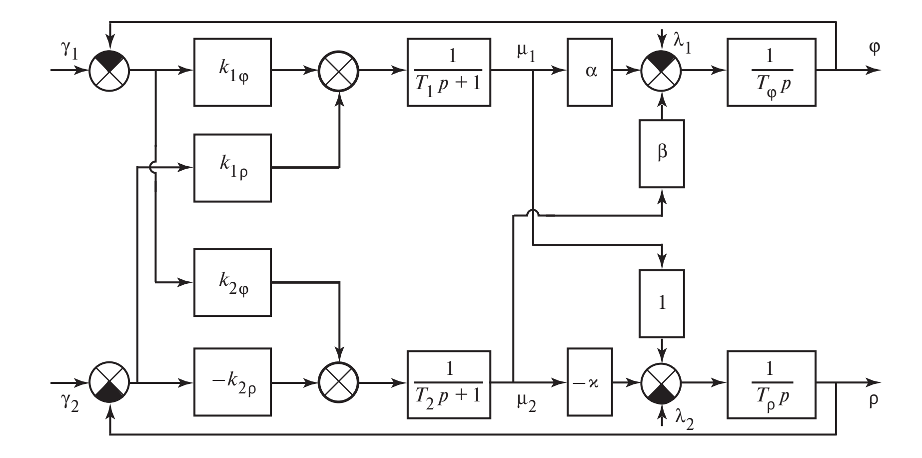


Рис. 14.9. Структурная схема связанной системы регулирования турбины с отбором пара

отличающейся от (14.32) учетом наряду с возмущающими воздействиями λ_1 и λ_2 задающих воздействий γ_1 и γ_2, приложенных каждое к своему сепаратному каналу регулирования частоты вращения и давления. Естественные перекрестные связи с передаточными функциями β и 1 обусловлены свойствами объекта регулирования. Корректирующие перекрестные связи с передаточными функциями $k_{1\rho}$ и $k_{2\varphi}$ введены при переходе от несвязанной к связанной системе регулирования.

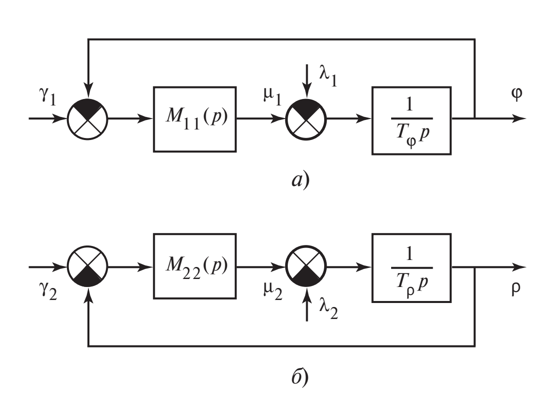


Рис. 14.10. Структурные схемы сепаратных систем регулирования турбины с отбором пара:
а — регулирование частоты вращения; *б* — регулирование давления отбираемого пара

Передаточные функции разомкнутых и замкнутых сепаратных систем регулирования частоты вращения и давления отбираемого пара (рис. 14.10) имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} W_{11}(p) &= \frac{\dfrac{\alpha k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} + \dfrac{\beta k_{2\varphi}}{T_2 p + 1}}{T_\varphi p} = \\ &= \frac{M_{11}(p)}{T_\varphi p}; \\ \Phi_{11}(p) &= \frac{W_{11}(p)}{1 + W_{11}(p)}; \\ W_{22}(p) &= \frac{\dfrac{\varkappa k_{2\rho}}{T_2 p + 1} + \dfrac{k_{1\rho}}{T_1 p + 1}}{T_\rho p} = \\ &= \frac{M_{22}(p)}{T_\rho p}; \\ \Phi_{22}(p) &= \frac{W_{22}(p)}{1 + W_{22}(p)}. \end{aligned}\right\} \quad (14.40)$$

Преобразуем исходную структурную схему к виду, показанному на рис. 14.11, где обозначено:

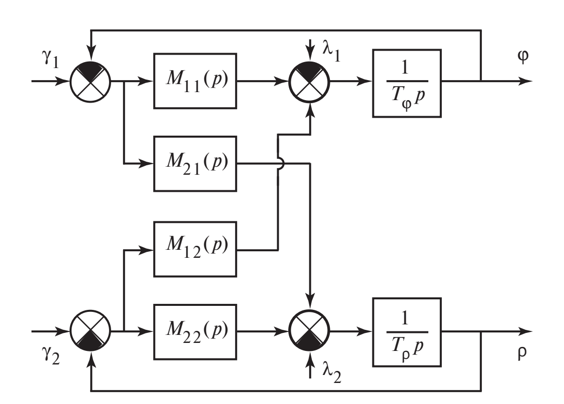


Рис. 14.11. Преобразованная структурная схема системы регулирования турбины с отбором пара

$$\left.\begin{aligned} M_{11}(p) &= \frac{\alpha k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} + \frac{\beta k_{2\varphi}}{T_2 p + 1}; \\ M_{21}(p) &= \frac{k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} - \frac{\varkappa k_{2\varphi}}{T_2 p + 1}; \\ M_{12}(p) &= \frac{\alpha k_{1\rho}}{T_1 p + 1} - \frac{\beta k_{2\rho}}{T_2 p + 1}; \\ M_{22}(p) &= \frac{k_{1\rho}}{T_1 p + 1} + \frac{\varkappa k_{2\rho}}{T_2 p + 1}. \end{aligned}\right\} \quad (14.41)$$

Нетрудно видеть, что передаточные функции $M_{12}(p)$ и $M_{21}(p)$ характеризуют степень воздействия одной сепаратной системы на другую. При выполнении условий автономности это воздействие отсутствует. Отсюда сразу следует полный критерий автономности (статической и динамической):

$$M_{21}(p) = M_{12}(p) = 0. \qquad (14.42)$$

При $p = 0$ получаем критерий статической автономности

$$m_{21} = m_{12} = 0 \qquad (14.43)$$

или в развернутом виде

$$k_{1\varphi} - \varkappa k_{2\varphi} = 0,$$

$$\alpha k_{1\rho} - \beta k_{2\rho} = 0,$$

что совпадает с (14.34) и (14.37).

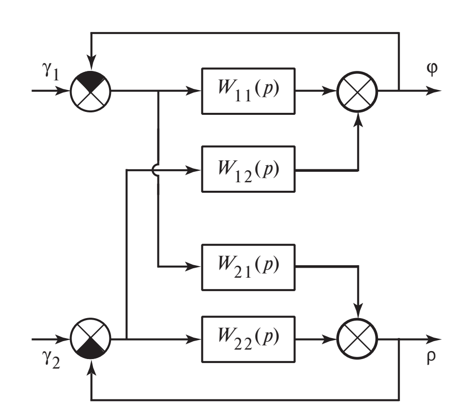


Рис. 14.12. Структурная схема системы регулирования турбины с отбором пара после дополнительного преобразования

Дальнейшим преобразованием структурной схемы приведем ее к виду, показанному на рис. 14.12, где

$$W_{21}(p) = \frac{M_{21}(p)}{T_\rho p}; \quad W_{12}(p) = \frac{M_{12}(p)}{T_\varphi p}.$$

Отсюда найдем передаточные функции систем регулирования частоты вращения и давления в отборе, разомкнутых по главным обратным связям:

$$W_1(p) = W_{11}(p) - W_{21}(p)\Phi_{22}(p)W_{12}(p)/W_{22}(p) = \\ = W_{11}(p)[1 - M(p)\Phi_{22}(p)];$$

$$W_2(p) = W_{22}(p) - W_{12}(p)\Phi_{11}(p)W_{21}(p)/W_{11}(p) = \\ = W_{22}(p)[1 - M(p)\Phi_{11}(p)].$$

Здесь обозначено

$$M(p) = \frac{W_{21}(p)W_{12}(p)}{W_{11}(p)W_{22}(p)} = \\ = \frac{M_{21}(p)M_{12}(p)}{M_{11}(p)M_{22}(p)}. \qquad (14.44)$$

Функция $M(p)$, характеризующая взаимное влияние сепаратных систем регулирования частоты вращения и давления в отборе, называется *множителем неавтономности*.

При выполнении условий динамической автономности множитель неавтономности M становится числовым коэффициентом

$$m = \frac{m_{21} m_{12}}{m_{11} m_{22}}, \qquad (14.45)$$

где

$$\left.\begin{aligned} m_{11} &= \alpha k_{1\varphi} + \beta k_{2\varphi}; \\ m_{21} &= k_{1\varphi} - \varkappa k_{2\varphi}; \\ m_{12} &= \alpha k_{1\rho} - \beta k_{2\rho}; \\ m_{22} &= k_{1\rho} + \varkappa k_{2\rho}. \end{aligned}\right\} \qquad (14.46)$$

Для анализа сложных многосвязных систем регулирования наиболее подходящими оказываются *матричные методы.* Найдем с их помощью критерии автономности изучаемой системы регулирования турбины с одним регулируемым отбором пара.

Уравнения системы запишем в виде

$$\left.\begin{aligned} & T_\varphi p \varphi = \alpha \mu_1 + \beta \mu_2 - \lambda_1; \\ & T_\rho p \rho = \mu_1 - \varkappa \mu_2 - \lambda_2; \\ & (T_1 p + 1)\mu_1 = -k_{1\varphi}\varphi - k_{1\rho}\rho + \\ & \quad + d_{11}\gamma_1 + d_{12}\gamma_2; \\ & (T_2 p + 1)\mu_2 = -k_{2\varphi}\varphi + k_{2\rho}\rho + \\ & \quad + d_{21}\gamma_1 + d_{22}\gamma_2. \end{aligned}\right\} \qquad (14.47)$$

Представим уравнения (14.47) в векторной форме:

$$\left.\begin{aligned} & \mathbf{P}\vec{\varphi} = \mathbf{N}\vec{\mu} - \vec{\lambda}; \\ & \mathbf{Q}\vec{\mu} = -\mathbf{K}\vec{\varphi} + \mathbf{D}\vec{\gamma}, \end{aligned}\right\} \qquad (14.48)$$

где введены обозначения матриц

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} T_\varphi p & 0 \\ 0 & T_\rho p \end{bmatrix}; \qquad \mathbf{N} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ 1 & -\varkappa \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} T_1 p + 1 & 0 \\ 0 & T_2 p + 1 \end{bmatrix}; \; \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1\varphi} & k_{1\rho} \\ k_{2\varphi} & -k_{2\rho} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix}$$

и векторов регулируемых координат, регулирующих, возмущающих и задающих воздействий, являющихся матрицами-столбцами (т — знак транспонирования):

$$\vec{\varphi} = [\varphi, \rho]^{\text{т}}; \; \vec{\mu} = [\mu_1, \mu_2]^{\text{т}};$$

$$\vec{\lambda} = [\lambda_1, \lambda_2]^{\text{т}}; \; \vec{\gamma} = [\gamma_1, \gamma_2]^{\text{т}}.$$

Исключив из уравнений (14.48) вектор $\vec{\mu}$ и разрешив их относительно вектора регулируемых координат $\vec{\varphi}$, найдем обобщенное уравнение многосвязной системы регулирования теплофикационной турбины, работающей по отклонению регулируемых координат $\vec{\varphi}$ от задающих воздействий:

$$(\mathbf{E} + \mathbf{HR})\vec{\varphi} = \mathbf{HRB}\vec{\gamma} - \mathbf{P}^{-1}\vec{\lambda}, \qquad (14.49)$$

где $\mathbf{E}$ — единичная матрица;

$$\mathbf{H} = \mathbf{P}^{-1}\mathbf{N} = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{T_\varphi p} & 0 \\ 0 & \dfrac{1}{T_\rho p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ 1 & -\varkappa \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\alpha}{T_\varphi p} & \dfrac{\beta}{T_\varphi p} \\ \dfrac{1}{T_\rho p} & \dfrac{-\varkappa}{T_\rho p} \end{bmatrix}$$

— передаточная матрица объекта регулирования;

$$\mathbf{R} = \mathbf{Q}^{-1}\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_1 p + 1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_2 p + 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{1\varphi} & k_{1\rho} \\ k_{2\varphi} & -k_{2\rho} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} & \frac{k_{1\rho}}{T_1 p + 1} \\ \frac{k_{2\varphi}}{T_2 p + 1} & -\frac{k_{2\rho}}{T_2 p + 1} \end{bmatrix}$$

—передаточная функция многосвязного регулятора;

$$\mathbf{B} = \mathbf{K}^{-1}\mathbf{D};$$

— операторная матрица связей системы регулирования; индексом «–1» отмечены обратные матрицы.

Уравнению (14.49) соответствует *матричная структурная схема,* представленная на рис. 14.13. Прямоугольниками обозначены матричные звенья. Так как входные, выходные и промежуточные величины являются векторами, то они изображены на схеме двойными стрелками.

Если возмущающие и задающие воздействия отсутствуют, т.е. $\vec{\lambda} = 0$ и $\vec{\gamma} = 0$, то уравнение (14.49) описывает собственные движения (свободные колебания) системы. Из уравнения

$$(\mathbf{E} + \mathbf{HR})\vec{\varphi} = 0 \qquad (14.50)$$

следует, что необходимым и достаточным условием автономности по собственным движениям является диагональность передаточной матрицы замкнутой системы **E** + + **HR** [19]. Так как единичная матрица **E** диагональна, то для выполнения этого условия должна быть диагональной передаточная матрица системы, разомкнутой по главным обратным связям:

$$\mathbf{HR} = \text{diag}. \qquad (14.51)$$

Для рассматриваемой системы из условия

$$\mathbf{HR} = \begin{bmatrix} \frac{\alpha}{T_\varphi p} & \frac{\beta}{T_\varphi p} \\ \frac{1}{T_\rho p} & \frac{-\varkappa}{T_\rho p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} & \frac{k_{1\rho}}{T_1 p + 1} \\ \frac{k_{2\varphi}}{T_2 p + 1} & \frac{-k_{2\rho}}{T_2 p + 1} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{M_{11}(p)}{T_\varphi p} & \frac{M_{12}(p)}{T_\varphi p} \\ \frac{M_{21}(p)}{T_\rho p} & \frac{M_{22}(p)}{T_\rho p} \end{bmatrix} = \text{diag}$$

следует критерий статической и динамической автономности

$$\left.\begin{aligned} M_{12}(p) &= \frac{\alpha k_{1\rho}}{T_1 p + 1} - \frac{\beta k_{2\rho}}{T_2 p + 1} = 0; \\ M_{21}(p) &= \frac{k_{1\varphi}}{T_1 p + 1} - \frac{\varkappa k_{2\varphi}}{T_2 p + 1} = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (14.52)$$

что совпадает с критерием (14.42), полученным из анализа структурной схемы.

Найдем условие автономности по задающим воздействиям. Из уравнения (14.49)

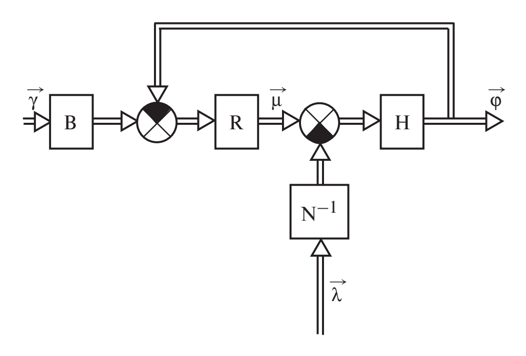


Рис. 14.13. Матричная структурная схема системы регулирования турбины с отбором пара

следует, что для этого наряду с (14.51) должно выполняться

$$\mathbf{HRB} = \text{diag}, \qquad (14.53)$$

т.е. в общем случае критерии автономности по собственным движениям и по задающим воздействиям не совпадают. Но если, как это чаще всего бывает, каналы управления по задающим воздействиям взаимно не связаны, т.е. на каждую из сепаратных систем регулирования частоты вращения и давления в отборе действуют свои задающие воздействия, то $\mathbf{B}$ = diag, в частности $\mathbf{B} = \mathbf{E}$. В этом случае критерии автономности совпадают.

Критерий автономности по возмущающим воздействиям найдем из уравнения (14.49), положив $\vec{\gamma} = 0$:

$$(\mathbf{E} + \mathbf{HR})\vec{\varphi} = -\mathbf{P}^{-1}\vec{\lambda}. \qquad (14.54)$$

При отсутствии саморегулирования в объекте $\mathbf{P}$ = diag, следовательно, и $\mathbf{P}^{-1}$ = = diag. В этом случае условия автономности по собственным движениям и по возмущающим воздействиям совпадают.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что является наиболее существенной особенностью теплофикационной турбины как объекта регулирования по сравнению с конденсационной турбиной?
2. Перечислите регулируемые параметры теплофикационных турбин в зависимости от их типов.
3. Почему турбина с противодавлением работает по тепловому графику?
4. Почему на нормальных эксплуатационных режимах турбины с противодавлением ведущим является регулятор противодавления, а при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети — регулятор частоты вращения?
5. В каких координатах строится статическая характеристика регулирования противодавления?
6. Как определяется степень неравномерности регулирования противодавления?
7. Какие функции выполняет задатчик регулятора противодавления?
8. Почему влияние саморегулирования камеры противодавления на устойчивость регулирования может оказаться существенным?
9. Почему постоянная времени ротора турбины с противодавлением значительно меньше, чем у конденсационной турбины той же мощности?
10. С чем может быть связано значительное недоиспользование установленной мощности турбины с противодавлением?
11. Почему среди теплофикационных турбин наибольшее распространение получили турбины с регулируемыми отборами пара?
12. В чем состоит различие схем связанного и несвязанного регулирования турбины с регулируемым отбором пара?
13. Какой недостаток обнаруживается при работе в мощных электрической и тепловой сетях турбины с системой несвязанного регулирования?
14. Что представляют собой условия автономности (независимости) регулирования? Как называются системы регулирования, в которых они выполняются?
15. Почему для выполнения условий независимости регулирования знаки команд регулятора частоты вращения должны быть одинаковыми, а знаки команд регулятора давления — противоположными?
16. Что представляют собой передаточные числа от регуляторов частоты вращения и давления к сервомоторам ЧВД и ЧНД?
17. Как могут быть получены критерии автономности регулирования?
18. Чем различаются критерии статической и динамической автономности?
19. Почему системы регулирования теплофикационных турбин относятся к классу многосвязных САР?
20. Что включают в себя сепаратные каналы регулирования многосвязных САР?

21. В чем отличие естественных перекрестных связей многосвязных САР от корректирующих?
22. Что представляет собой полный критерий автономности (статической и динамической)?
23. Что характеризует множитель неавтономности?
24. Почему для анализа сложных многосвязных систем регулирования наиболее подходящими являются матричные методы?

Глава пятнадцатая

СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

15.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ТМЗ И ИХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Наиболее широкое распространение в нашей стране получили теплофикационные турбины ТМЗ. В этих турбинах для снижения температурного уровня отвода теплоты в цикле и повышения тем самым экономичности турбоустановки применяется *ступенчатый подогрев сетевой воды* в двух последовательно включенных по воде *сетевых подогревателях* (бойлерах) паром, отбираемым из турбины. Необходимое давление в каждом отопительном отборе определяется температурой воды на выходе из соответствующего сетевого подогревателя. Пар, отбираемый на первый (нижний) подогреватель, имеет более низкое давление, что обеспечивает дополнительную выработку электроэнергии по сравнению с одноступенчатым подогревом, когда весь пар отбирается при одном давлении, определяемом конечной температурой подогрева сетевой воды.

Турбина может работать с включенными верхним и нижним отборами пара или с одним нижним отбором. Работа турбины с верхним отопительным отбором при отключенном нижнем не допускается.

Так как на два отопительных отбора имеется только один регулирующий орган — поворотная диафрагма ЧНД, то давление одновременно может регулироваться только в одном отборе: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном одном нижнем отборе.

В теплофикационных турбинах с регулируемым отбором пара даже на режимах работы с максимальной тепловой нагрузкой должен быть *обеспечен вентиляционный пропуск пара в конденсатор*, который необходим для охлаждения ступеней ЧНД. Минимальное значение этого пропуска определяется конструкцией турбины, в частности размерами облопачивания ЧНД, и режимом ее работы (вакуумом, давлением пара в отборе).

В турбинах ТМЗ теплота пара, поступающего в конденсатор, может быть использована для подогрева обратной сетевой или подпиточной воды, что повышает экономичность турбины и ее максимальную тепловую нагрузку. Возможность такого режима работы обеспечивается специальной конструкцией конденсатора, в котором выделяется часть поверхности охлаждения — так называемый «встроенный пучок».

На конденсационных режимах работы турбины в основной и встроенный пучки конденсатора подается циркуляционная вода. При работе на теплофикационном режиме с ограниченным пропуском пара в конденсатор подвод циркуляционной воды отключается, а встроенный пучок охлаждается сетевой или подпиточной водой. Выполнение конденсатора со встроенным пучком, имеющим отдельные водяные камеры и общее с основной поверхностью охлаждения паровое пространство, дает возможность переходить с одного режима на другой под нагрузкой без останова турбины.

Современные мощные теплофикационные турбины отличаются возросшей работоспособностью пара, аккумулированного в развитой ЧВД, в перепускных трубах и камерах отборов, а также относительно малыми постоянными времени ротора. Эти и указанные выше особенности теплофикационных турбин, такие как ступенчатый

подогрев сетевой воды, возможность работы по тепловому графику с противодавлением, расширение диапазона регулирования давлений в отборах, оказывают существенное влияние на проектирование их систем регулирования.

Турбомоторный завод для своих теплофикационных турбин разработал унифицированные системы регулирования, построенные на общих принципах и единых конструктивных решениях.

За основу принята наиболее сложная система регулирования турбины с двумя отборами пара (производственным и отопительным) типа ПТ. Системы регулирования турбин других типов формируются из нее исключением некоторых элементов и линий. Это определило широкую взаимную унификацию, использование хорошо отработанных узлов и, как следствие, быстрое освоение новых систем регулирования в производстве и эксплуатации.

В зависимости от типа теплофикационной турбины регулируются следующие параметры:

- частота вращения ротора (все типы турбин);
- давление пара в производственном отборе (турбины типов П, ПТ, ПР);
- давление пара в одном из регулируемых отопительных отборов (турбины типов Т, ПТ);
- противодавление (турбины типов Р, ПР).

Решающее влияние на надежность и качество работы любой системы регулирования оказывает выбор в ней системы связей. Особое значение система связей имеет в теплофикационных турбинах, где необходимость одновременного регулирования нескольких параметров делает ее особенно сложной. Следует также принять во внимание, что у теплофикационных турбин большой мощности органы парораспределения, управляемые гидравлическими главными сервомоторами, расположены на большом удалении один от другого. В этих условиях работоспособная система регулирования может быть создана только на базе *гидравлических связей* при полном исключении рычажных связей.

Гидравлические связи обладают рядом важных достоинств. Для них протяженность не имеет столь существенного значения, как для рычажных. Они не изнашиваются в процессе эксплуатации и обеспечивают высокую чувствительность. При правильном проектировании гидравлические связи не вносят разверку в работу регулирования. Для этого дроссельные сечения, управляющие промежуточными сервомоторами, должны быть выбраны такими, чтобы их коэффициенты расхода примерно одинаково зависели от температуры протекающей рабочей жидкости (масла, воды) в достаточно большом диапазоне ее изменения.

Некоторым недостатком гидравлических связей является существенный расход рабочей жидкости, но их достоинства вполне оправдывают дополнительные затраты мощности на систему регулирования.

Не обязательной, но желательной характеристикой системы регулирования является *линейность связей*. Так как в этом случае перемещение одного элемента системы вызывает прямо пропорциональное перемещение связанного с ним другого элемента, то намного упрощается ее настройка.

В системах регулирования ТМЗ линейность связей между регуляторами, промежуточными и главными сервомоторами достигается постоянством давления в импульсных линиях на всех режимах и прямоугольной формой регулирующих сечений.

Регулирующие дроссели устанавливаются как на сливах, так и на подводах рабочей жидкости в импульсные линии, управляющие промежуточными сервомоторами. По сравнению с чисто сливной схемой с постоянным расходом рабочей жидкости это решение обеспечивает уменьшение ее расхода в системе регулирования с ростом

нагрузки и, что более важно, повышение *перестановочных усилий* промежуточных сервомоторов.

Значение перестановочной силы является одним из важнейших показателей гидравлической системы регулирования, поскольку определяет способность промежуточного сервомотора преодолевать неучтенные силы трения.

Промежуточные сервомоторы выполнены в виде дифференциальных поршней без механических пружин, которые заменены «гидравлическими пружинами». Это существенно упростило конструкции сервомоторов и исключило *нечувствительность* из-за перекоса поршней, вызываемого цилиндрическими пружинами сжатия.

Для повышения чувствительности промежуточных сервомоторов и связанных с ними золотников применено их вращение струей масла, вытекающей из тангенциальных окон, в виде которых выполнены дроссели на подводе рабочей жидкости в импульсную линию. Вращение поршней со скоростью, достаточной для устранения сухого трения между поршнем, золотником и их буксами (около 1000 $мин^{-1}$), осуществляется жидкостью с тем расходом, который определяется из расчета необходимого *быстродействия* промежуточных сервомоторов ($T_{п.с} = 0{,}02 \ldots 0{,}05$ с).

Турбомоторный завод применяет на своих турбинах *гидродинамическое регулирование* частоты вращения. Наиболее трудно решаемой проблемой здесь является снижение пульсации давления за насосом, что достигается главным образом борьбой с вихреобразованием в проточной части насоса. Полностью устранить пульсацию, тем не менее, не удается. Поэтому принимаются меры к ослаблению негативного влияния ее на работу турбины. Наиболее простым и эффективным решением является введение на отсечных золотниках главных сервомоторов перекрыш с запилами.

Применение в системах регулирования ТМЗ практически безынерционных мембранно-ленточных датчиков, отличающихся высокой надежностью и стабильностью в работе, дало возможность унифицировать регуляторы частоты вращения и давления.

Необходимость обеспечить устойчивость процесса регулирования давлений в отборах или за турбиной без ухудшения качества отдаваемого потребителю пара, которое определяется стабильностью его параметров, обусловило широкое применение в схемах ТМЗ изодромных регуляторов давления.

15.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СВЯЗАННЫЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

15.2.1. Регулирование турбин типа ПТ

Система регулирования турбины типа ПТ поддерживает в заданных пределах три регулируемых параметра — частоту вращения ротора и давления пара в двух отборах: производственном и одном из двух отопительных. В системе регулирования, принципиальная схема которой показана на рис. 15.1, соответственно имеются три регулятора — *регулятор частоты вращения* и два *регулятора давления*, которые управляют тремя главными сервомоторами систем парораспределения ЧВД, ЧСД и ЧНД.

Импульсным органом регулятора частоты вращения является импеллер — безрасходный центробежный масляный насос, установленный на валу турбины. Давление масла* в линии нагнетания импеллера меняется пропорционально квадрату частоты вращения. Это изменение давления воспринимается мембраной регулятора *1*, прогиб которой в диапазоне регулирования увеличивается примерно в 10 раз жестко соединенной с ней стальной лентой, работающей за пределом устойчивости при продольном сжатии. Прогибаясь, лента

* При рассмотрении принципиальных схем регулирования принято, что в качестве рабочей жидкости используется масло.

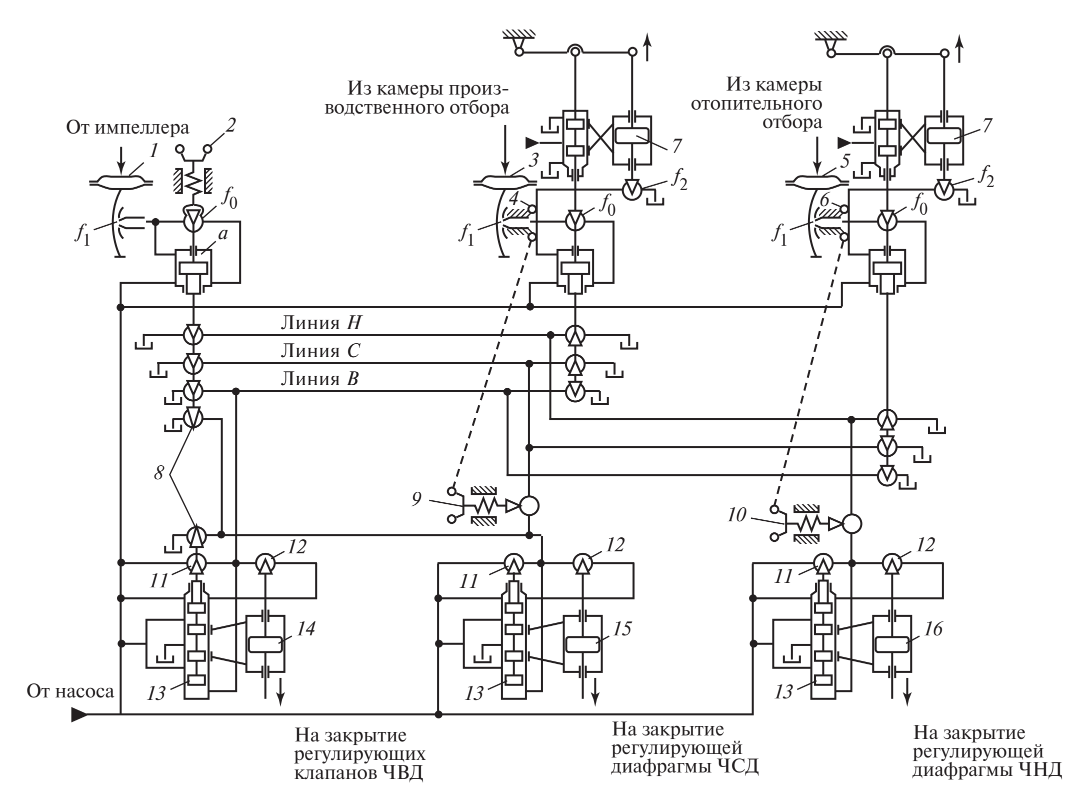


Рис. 15.1. Принципиальная схема гидравлической связанной системы регулирования турбины типа ПТ:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — задатчик регулятора частоты вращения (МУТ); *3* — регулятор давления производственного отбора; *4* —задатчик регулятора давления производственного отбора; *5* — регулятор давления отопительного отбора; *6* — задатчик регулятора давления отопительного отбора; *7* — изодромные устройства; *8* — дроссели воздействия на сервомотор ЧСД при сбросах нагрузки; *9* — выключатель сервомотора ЧСД; *10* — выключатель сервомотора ЧНД; *11* — дроссели обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника; *12* — дроссели обратной связи главного сервомотора; *13* — отсечные золотники; *14* — главный сервомотор ЧВД; *15* — главный сервомотор ЧСД; *16* — главный сервомотор ЧНД

изменяет сливное сечение f_1 и расход масла через сопло, что влечет за собой изменение перепада давлений на входном дросселе f_0. Давление в полости *a* над поршнем дифференциального сервомотора первой ступени усиления отклоняется от его значения, постоянного на всех установившихся режимах работы. Равновесие сервомотора нарушается, и он смещается вверх (при увеличении слива через сопло регулятора) или вниз (при уменьшении слива), восстанавливая с помощью дросселя самовыключения f_0 равновесное давление в камере *a*. Выполненный как одно целое с дифференциальным сервомотором золотник регулятора частоты вращения изменяет сечения слива масла из импульсных линий *В, С* и *Н*, управляющих главными сервомоторами ЧВД, ЧСД и ЧНД.

Аналогично управляют своими золотниками унифицированные с регулятором частоты вращения мембранно-ленточные регуляторы давления производственного и отопительного отборов.

Масло в импульсные линии *B, C* и *H* подводится через дроссели самовыключения *11*, конструктивно выполненные в виде тангенциальных окон в нижних поршнях отсечных золотников *13*, и через дроссели обратной связи *12* главных сервомоторов *14—16*.

Отсечной золотник главного сервомотора на установившихся режимах находится в среднем (отсечном) положении. Условие равновесия золотника записывается в виде $p_0F_0 = p_1F_1$, где p_0, p_1 — давления масла в напорной и соответствующей импульсной линиях; F_0, F_1 — площади торцевых поверхностей отсечного золотника, на которые действуют эти давления. Из указанного соотношения следует, что при неизменном напорном давлении на всех равновесных режимах давление в импульсной линии постоянно и составляет $p_1 = p_0F_0/F_1$.

При увеличении слива масла из импульсной линии давление в ней падает. Равновесие отсечного золотника нарушается, он идет вниз, увеличивая подвод масла в импульсную линию через дроссель самовыключения *11* и восстанавливая в ней давление. Золотник остановится, но не в среднем положении. При смещении отсечного золотника вниз он соединяет полость над поршнем сервомотора с напорной линией, а полость под поршнем со сливной. Возросший перепад давлений масла на поршне вызовет перемещение его вниз и прикрытие органов парораспределения. Одновременно будет увеличиваться подвод масла в импульсную линию через дроссель обратной связи сервомотора *12*. Давление в ней превысит равновесное значение, и золотник начнет подниматься, возвращаясь в среднее положение, в котором полости сервомотора окажутся вновь отсеченными от напорной и сливной линий. Будет достигнуто новое равновесное положение главного сервомотора, в котором возросший слив масла из импульсной линии будет скомпенсирован увеличением подвода масла через дроссель обратной связи.

Так как система регулирования выполнена *связанной*, то каждый из трех регуляторов изменяет сливы масла из всех трех импульсных линий. Знак и амплитуда каждого управляющего сигнала (команды) выбираются таким образом, чтобы были выполнены *условия независимости* (*автономности*) *регулирования*.

Пусть, например, возрастет частота сети. Частота вращения ротора турбогенератора, работающего синхронно с сетью, также увеличится. Регулятор частоты вращения даст команду на закрытие сервомотора ЧВД, что уменьшит расход пара через ЧВД. Для того чтобы расход пара к производственному потребителю и давление его в этом отборе не изменились, регулятор частоты вращения должен дать команду на закрытие сервомотора ЧСД, а для сохранения неизменными параметров отопительного отбора (верхнего или нижнего) должен прикрыть и сервомотор ЧНД. Таким образом, *при изменении частоты сети регулятор частоты вращения подает на сервомоторы команды одинакового знака.*

При уменьшении расхода пара производственного отбора давление в нем возрастет. Для того чтобы поддержать давление в отборе в заданных пределах, соответствующий регулятор давления увеличит открытие поворотной диафрагмы ЧСД и тем самым расход пара из этого отбора в ЧСД. Чтобы параметры отопительного отбора не изменились, регулятор давления даст команду на открытие и поворотной диафрагмы ЧНД. Так как внутренняя мощность ЧСД и ЧНД при увеличении расхода пара через них возрастет, то, для того чтобы суммарная мощность турбины осталась неизменной, регулятор давления даст команду на прикрытие регулирующих клапанов ЧВД.

Таким образом, *при изменении давления в производственном отборе регулятор давления этого отбора дает команды разного*

знака: направления перемещений сервомоторов ЧСД и ЧНД, с одной стороны, и сервомотора ЧВД, с другой, противоположны.

Аналогично нетрудно убедиться, что при увеличении давления в отопительном отборе регулирующие клапаны ЧВД и поворотная диафрагма ЧСД будут прикрываться, а поворотная диафрагма ЧНД, напротив, будет открываться.

Вышеизложенное удобно представить в виде матрицы (таблицы) знаков (табл. 15.1), показывающей направления перемещения каждого сервомотора при изменении регулируемых параметров: частоты вращения n и давлений пара $p_п$ и $p_т$ в соответствующих отборах. Положения сервомоторов ЧВД, ЧСД и ЧНД обозначены здесь соответственно z_1, z_2 и z_3. Знаку «плюс» соответствует увеличение значения регулируемого параметра или открытия сервомотора.

Следует обратить внимание на то, что движение главного сервомотора на закрытие вызывается снижением давления в соответствующей импульсной линии. Это несколько уменьшает опасность последствий нарушения плотности или даже разрыва любой из масляных линий, за исключением короткой линии от импеллера к регулятору частоты вращения, так как при этом органы парораспределения закрываются и крутящий момент на валу турбины уменьшается.

Смещение дифференциальных сервомоторов первого усиления, выполненных как одно целое с золотниками регуляторов частоты вращения и давлений, может быть вызвано не только изменением прогибов мембранно-ленточных систем регуляторов, но и воздействием на их задатчики. Они выполнены по-разному. В регуляторе частоты вращения задатчиком *2* (рис. 15.1), называемым механизмом управления турбиной, с дистанционным или ручным приводом можно изменить подвод масла в линию, идущую к соплу регулятора. Это приводит к изменению давления над дифференциальным поршнем и к его смещению, восстанавливающему это давление, но уже при другом положении поршня, а значит, при другой частоте вращения ротора или нагрузке.

В регуляторах давления с помощью их задатчиков *4* и *6* можно изменить сливное сечение f_1 между лентой и соплом осевым перемещением последнего. Отклонение давления над дифференциальным поршнем регулятора вызовет его смещение до тех пор, пока изменением сечения f_0 подвода масла в эту линию давление в ней не будет восстановлено на равновесном уровне.

Каждый из регуляторов давления снабжен *изодромным устройством*, выполненным в виде гидравлического сервомотора с отсечным золотником, который перемещается дифференциальным сервомотором золотника регулятора. Сервомотор изодрома управляет дополнительным сечением f_2 слива масла из линии к соплу регулятора, чем достигается уменьшение *статической (остаточной) неравномерности регулирования давления*. Связи в изодромном устройстве всегда можно подобрать таким образом, что приращение (положительное или отрицательное) сечения f_0 подвода масла в линию к соплу регулятора будет полностью компенсироваться изменением сечения f_2 дополнительного слива из нее. Тогда при любом значении тепловой нагрузки, определяемом положением золотника регулятора давления, зазор между лентой и соплом регулятора, а значит, и регулируемое давление будут оста-

Таблица 15.1

Матрица знаков управляющих воздействий регуляторов на главные сервомоторы

Регулируемый параметр	Перемещение сервомотора		
	z_1	z_2	z_3
$\pm n$	$\mp$	$\mp$	$\mp$
$\pm p_п$	$\mp$	$\pm$	$\pm$
$\pm p_т$	$\mp$	$\mp$	$\pm$

ваться неизменными. Этим достигается регулирование давления в отборе с нулевой остаточной неравномерностью.

В изодромном устройстве есть возможность изменения его быстродействия (постоянной времени изодрома $T_и$) и остаточной неравномерности регулирования давления.

Для теплофикационных турбин характерны, как уже указывалось, относительно малая постоянная времени ротора и наличие значительных внутренних паровых объемов. Эти особенности заметно усложняют задачу удержания турбины на холостом ходу при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети и делают необходимым наряду с уменьшением постоянных времени промежуточных и главных сервомоторов применение специальных мер.

Прежде всего должно быть обеспечено движение главного сервомотора ЧВД на закрытие регулирующих клапанов с максимальной скоростью на возможно большем участке его хода, что достигается введением специальной нелинейной характеристики самовыключения отсечного золотника этого сервомотора (подробнее см. § 15.5).

Кроме того, желательно быстро закрыть поворотную диафрагму ЧСД на любом режиме работы турбины, в том числе и на конденсационном режиме без производственного отбора пара, когда поворотная диафрагма ЧСД полностью открыта и сервомотор удерживается на верхнем упоре. С этой целью в линию управления отсечным золотником главного сервомотора ЧСД включены два дросселя *8*, один из которых связан с золотником регулятора частоты вращения, а другой — с отсечным золотником главного сервомотора ЧВД.

На нормальных эксплуатационных режимах оба эти дросселя полностью закрыты. При сбросе нагрузки, когда отсечной золотник главного сервомотора ЧВД намного смещается вниз из среднего положения, нижний дроссель *8* открывает большой слив из полости под отсечным золотником сервомотора ЧСД, что приводит к быстрому закрытию поворотной диафрагмы ЧСД. Сокращение расхода пара через ЧСД и ЧНД существенно уменьшает динамический заброс частоты вращения.

Для того чтобы при возвращении под действием обратной связи отсечного золотника сервомотора ЧВД в среднее положение и закрытии вследствие этого нижнего дросселя *8* главный сервомотор ЧСД вновь не открыл поворотную диафрагму при еще высокой частоте вращения, предусмотрен верхний дроссель *8*, связанный с золотником регулятора частоты вращения. Он открывается при частоте вращения, равной 3200 мин$^{-1}$, и вне зависимости от положения нижнего дросселя *8* препятствует открытию поворотной диафрагмы ЧСД до тех пор, пока частота вращения не упадет ниже указанного значения.

При работе турбины без производственного и отопительного отборов пара или без одного из них сервомоторы ЧСД и ЧНД или тот из них, который установлен сразу за камерой отключенного отбора, должны быть полностью открыты, чтобы уменьшить дросселирование в парораспределительных органах. Для этого предусмотрены выключатели сервомоторов *9* и *10*, приводами которых служат задатчики соответствующих регуляторов давления. При отключении сервомотора сначала отодвигается сопло регулятора, а затем закрывается дроссель. При значительном увеличении зазора между соплом и лентой регулятора слив через сопло возрастает настолько, что дифференциальный поршень вместе с золотником регулятора поднимается вверх до упора, так как увеличения подвода масла через тангенциальные окна в поршне недостаточно для восстановления равновесного давления над ним. В результате регулятор давления оказывается выключенным, поскольку изменение прогиба мембранно-ленточной системы регулятора не сказывается на положении его золотника.

Когда дроссель выключателя сервомотора закрыт, полость под его отсечным

золотником оказывается отрезанной от соответствующей импульсной линии. Так как подвод масла в эту камеру через дроссели самовыключения отсечного золотника *11* и обратной связи главного сервомотора *12* сохраняется, то давление под отсечным золотником возрастает до напорного. Отсечной золотник смещается вверх до упора, соединяя полость под поршнем главного сервомотора с напорной линией, а полость над ним — со сливной. Поршень сервомотора становится на свой верхний упор, полностью открывая поворотную диафрагму.

Как уже отмечалось, при открытии обоих дросселей *8* или хотя бы одного из них сервомотор ЧСД, даже будучи отключенным от своей импульсной линии, полностью закроется. Для этого сечение каждого из дросселей *8* должно быть выбрано настолько большим, чтобы понизить давление в полости под отсечным золотником сервомотора ЧСД, несмотря на возрастающий подвод масла в эту полость через дроссели *11* и *12* при движении отсечного золотника и главного сервомотора вниз.

Аналогичного воздействия на сервомотор ЧНД не предусматривается, так как закрытие наряду с регулирующими клапанами ЧВД только поворотной диафрагмы ЧСД оказывается достаточно эффективным средством снижения динамического повышения частоты вращения при сбросе нагрузки.

15.2.2. Регулирование турбин типа Т

Наиболее широкое распространение в энергетике получили турбины с отопительным отбором (турбины типа Т), принципиальная схема системы регулирования которых показана на рис. 15.2.

Система регулирования обеспечивает поддержание в заданных пределах двух регулируемых параметров — частоты вращения и давления в одном из двух отопительных отборов. Поэтому она имеет два регулятора — частоты вращения и давления, управляющих сервомоторами систем парораспределения ЧВД и ЧНД.

Сравнение рис. 15.1 и 15.2 показывает, что схема регулирования турбины типа Т может быть получена исключением из схемы регулирования турбины типа ПТ регулятора давления производственного отбора, импульсной линии *С* и сервомотора ЧСД с его отсечным золотником и выключателем. Есть и некоторые дополнительные элементы, связанные главным образом с предусмотренным для турбин этого типа режимом работы по тепловому графику с противодавлением.

Для перевода турбины на режим с противодавлением необходимо почти полностью закрыть поворотную диафрагму ЧНД, оставив лишь минимальный пропуск пара, требуемый для отвода из ЧНД теплоты вентиляционных потерь. В этом положении диафрагма должна быть зафиксирована, чтобы при изменении нагрузки она не открывалась.

Переключатель на режим с противодавлением *9* представляет собой золотник, в котором сблокированы подводящий и два сливных дросселя. При работе турбины на конденсационных режимах с отбором и без отбора пара все дроссели полностью закрыты.

При смещении золотника переключателя вниз вращением маховичка через верхний дроссель открывается настолько большой слив масла из импульсной линии *Н*, управляющей сервомотором ЧНД, что последний полностью закроется, несмотря на возрастающие сечения подвода масла в эту линию через дроссели *11* и *12*. Так как отсечной золотник сервомотора ЧНД окажется на нижнем упоре, полость над поршнем сервомотора будет постоянно соединена с напорной линией, а полость под поршнем — со сливной. Действующий на поршень максимальный перепад давлений прижмет его к нижнему упору, на котором он остается при любых перемещениях

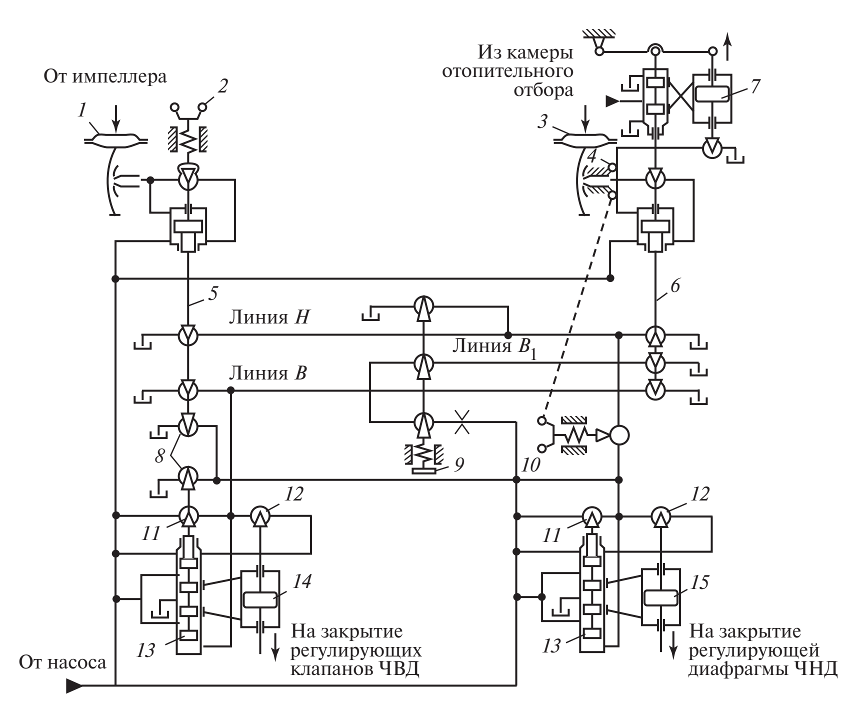


Рис. 15.2. Принципиальная схема гидравлической связанной системы регулирования турбины типа Т:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — задатчик регулятора частоты вращения (МУТ); *3* — регулятор давления отопительного отбора; *4* — задатчик регулятора давления отопительного отбора; *5* — золотник регулятора частоты вращения; *6* — золотник регулятора давления отопительного отбора; *7* — изодромное устройство; *8* — дроссели воздействия на сервомотор ЧНД при сбросах нагрузки; *9* — переключатель на режим с противодавлением; *10* — выключатель сервомотора ЧНД; *11* — дроссели обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника; *12* — дроссели обратной связи главного сервомотора; *13* — отсечные золотники; *14* — главный сервомотор ЧВД; *15* — главный сервомотор ЧНД

золотников регуляторов частоты вращения и давления.

Так как поворотная диафрагма ЧНД на режиме с противодавлением не участвует в компенсации изменения расхода пара в отбор и в работе остаются только регулирующие клапаны ЧВД, то, если не принять дополнительных мер, степень неравномерности регулирования давления значительно возрастет. Для того чтобы сохранить ее примерно на том же уровне, что и на конденсационном режиме с отбором пара, необходимо увеличить передаточное число от регулятора давления к сервомотору ЧВД. С этой целью средний дроссель переключателя параллельно импульсной линии B подключает дополнительную линию B_1, сливом из которой управляет еще один дроссель золотника регулятора давления. Так как воздействия золотника регулятора на основную и дополнительную импульсные линии совпадают по знаку, то теперь при одном и том же перемещении золотника регулятора давления сервомотор ЧВД будет перемещаться на больший ход, чем при конденсационном режиме с отбором пара. Это и позволяет предотвратить повышение неравномерности регулирования давления при работе по тепловому графику.

На режиме с противодавлением турбиной управляет регулятор давления, а регулятор частоты вращения обеспечивает участие турбины в первичном регулировании частоты сети и сохраняет защитные функции. Наиболее эффективное действие регулятора частоты вращения при сбросе нагрузки будет обеспечено, если его задатчиком золотник регулятора будет установлен в положение, близкое к положению при холостом ходе, чуть выше которого золотник сразу открывает большой слив из импульсной линии *B*. Из этой линии имеются еще два слива, управляемые золотником регулятора давления. Поэтому, для того чтобы обеспечить управление регулирующими клапанами ЧВД во всем диапазоне регулирования и не допустить их полного закрытия при небольшом повышении частоты сети, нижний дроссель переключателя открывает подпитку импульсной линии *B* из напорной линии через постоянный дроссель небольшого сечения.

В остальном система регулирования турбины типа Т работает аналогично рассмотренной системе регулирования турбины типа ПТ. В частности, для уменьшения динамического повышения частоты вращения после сброса нагрузки дроссели *8* воздействуют здесь на сервомотор ЧНД так же, как в схеме на рис. 15.1 на сервомотор ЧСД.

15.2.3. Регулирование турбин типа Р

Наиболее простой системой регулирования теплофикационных турбин является система регулирования турбин с противодавлением (типа Р), показанная на рис. 15.3. Она поддерживает в заданных пределах один из двух регулируемых пара-

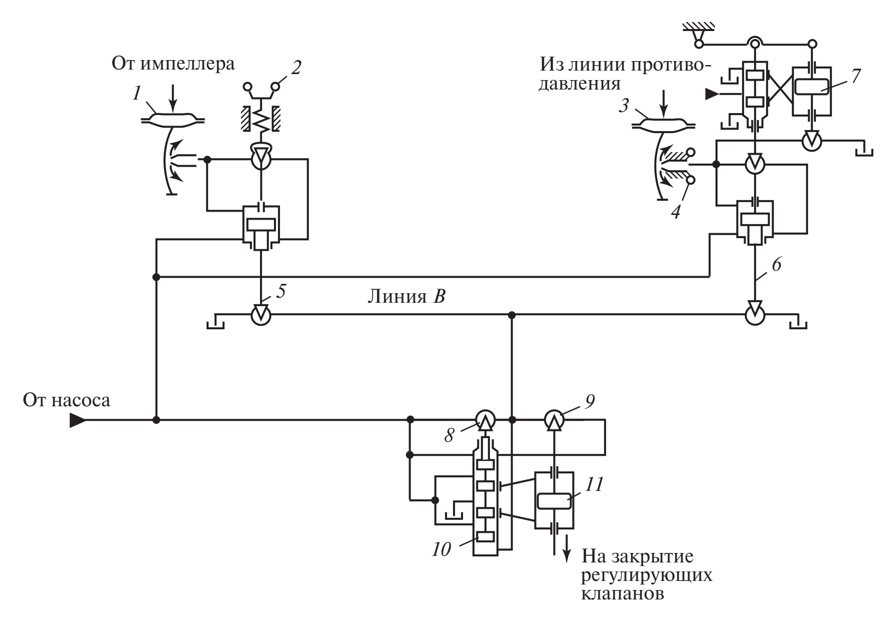


Рис. 15.3. Принципиальная схема гидравлической связанной системы регулирования турбины типа Р:
1 — регулятор частоты вращения; *2* — задатчик регулятора частоты вращения (МУТ); *3* — регулятор противодавления; *4* — задатчик регулятора противодавления; *5* — золотник регулятора частоты вращения; *6* — золотник регулятора противодавления; *7* — изодромное устройство; *8* — дроссель обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника; *9* — дроссель обратной связи главного сервомотора; *10* — отсечной золотник; *11* — главный сервомотор

метров — частоту вращения или противодавление. Оба регулятора управляют одним главным сервомотором ЧВД.

При работе по тепловому графику (с противодавлением) турбиной управляет регулятор давления, который устанавливает расход пара через турбину, требуемый тепловым потребителем. При возрастании тепловой нагрузки давление за турбиной падает и регулятор давления дает команду на открытие регулирующих клапанов.

Регулятор частоты вращения не может обеспечить участие турбогенератора в первичном регулировании частоты сети. Например, при ее увеличении регулятор даст команду на прикрытие регулирующих клапанов, что вызовет уменьшение расхода пара через турбину и снижение противодавления. Тогда в работу вступит регулятор давления и возвратит регулирующие клапаны в прежнее положение. Таким образом, при работе по тепловому графику функции регулятора давления являются ведущими.

Регулятор частоты вращения управляет турбиной при пуске и осуществляет защитные функции при сбросе нагрузки. В последнем случае регулятор частоты вращения должен закрыть регулирующие клапаны, несмотря на противодействие регулятора давления. Для этого сечение слива из импульсной линии *В*, управляемое регулятором частоты вращения, должно быть бóльшим, чем сечение слива из этой линии, управляемое регулятором давления. Следует отметить, что задача ограничения динамического повышения частоты вращения ротора турбины с противодавлением после сброса нагрузки особенно трудна, так как момент инерции ротора, а значит, и его постоянная времени минимальны по сравнению с турбинами других типов. Это обстоятельство определяет высокие требования к быстродействию систем регулирования турбин с противодавлением.

15.3. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СВЯЗАННАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ

В настоящее время ТМЗ на своих теплофикационных турбинах применяет электрогидравлические связанные системы регулирования, в которых рассмотренные в § 15.2 гидравлические системы регулирования играют роль гидравлической части.

Электрическая часть существенно расширяет функции системы регулирования и улучшает качество ее работы, в частности повышает эффективность участия турбины в регулировании частоты и активной мощности энергосистемы, а также точность регулирования давления пара в отборах, дает возможность регулировать температуру прямой сетевой воды, тепловую нагрузку турбины, температуру сетевой или подпиточной воды, подогреваемой во встроенном пучке конденсатора.

При отключении ЭЧСР система регулирования полностью работоспособна и удовлетворяет требованиям ПТЭ, включая удержание сброса полной нагрузки.

Электрогидравлическая система регулирования турбины типа Т, принципиальная схема которой показана на рис. 15.4, включает в себя три контура:

- регулирования частоты вращения и мощности (контур *I*);
- регулирования отопительных отборов (контур *II*);
- регулирования температуры сетевой или подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора (контур *III*).

Система регулирования обеспечивает три основных режима работы турбины:

- конденсационный режим без отборов пара, когда работает только контур *I*, управляющий сервомотором ЧВД; сервомотор ЧНД при этом полностью открыт и закрывается только при сбросах нагрузки;
- конденсационный режим с отборами пара, когда работают контуры *I* и *II*, управляющие сервомоторами ЧВД и ЧНД в зави-

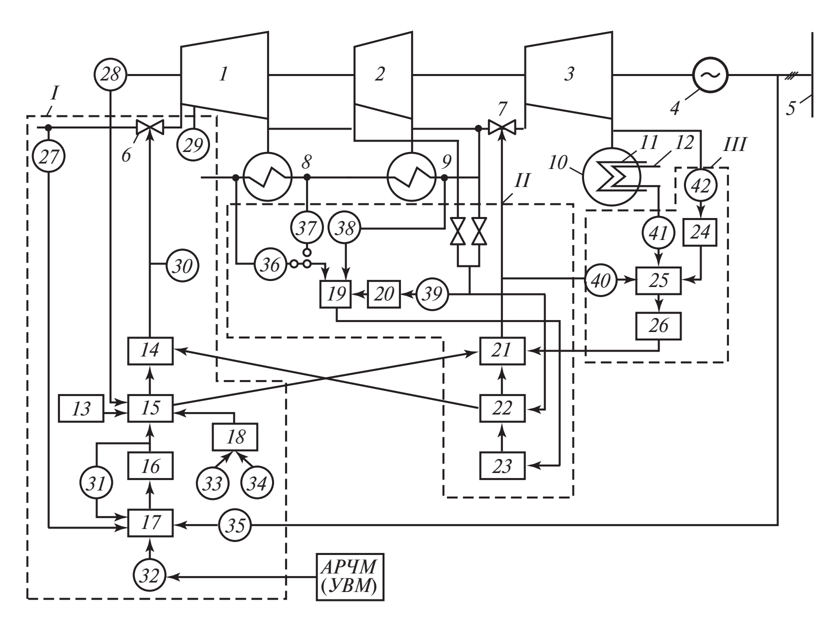


Рис. 15.4. Принципиальная схема электрогидравлической связанной системы регулирования теплофикационной турбины типа Т:

1 — ЧВД; *2* — промежуточный отсек; *3* — ЧНД; *4* — генератор; *5* — электрическая сеть; *6* — регулирующий клапан ЧВД; *7* — поворотная диафрагма ЧНД; *8* — верхний сетевой подогреватель; *9* — нижний сетевой подогреватель; *10* — конденсатор; *11* — основной пучок конденсатора; *12* — встроенный пучок конденсатора; *13* — ограничитель мощности; *14* — сервомотор ЧВД; *15* — гидравлический П-регулятор частоты вращения; *16* — МУТ; *17* — электронный ПИ-регулятор мощности; *18* — ЭГП; *19* — электронный ПИ-регулятор тепловой нагрузки (отопительных отборов); *20*, *24* — дифференциаторы; *21* — сервомотор ЧНД; *22* — гидравлический П-регулятор давления; *23* —задатчик регулятора давления; *25* —электронный ПИ-регулятор температуры воды на выходе из встроенного пучка конденсатора; *26* — устройство для перемещения сервомотора ЧНД; *27* — датчик давления свежего пара p_0; *28* — гидравлический датчик частоты вращения n (импеллер); *29* — датчик давления $p_{\text{р.с}}$ в камере регулирующей ступени; *30* — датчик положения z_1 сервомотора ЧВД; *31* — обратная связь регулятора мощности; *32* — сигнал от АРЧМ или УВМ; *33* — сигнал от блок-контактов выключателя генератора; *34* — управляющий сигнал от противоаварийной автоматики энергосистемы; *35* — датчик мощности генератора $N_э$; *36* — датчик температуры $t_{\text{пр}}$ прямой сетевой воды; *37* —датчик температуры $t_{\text{н}}$ сетевой воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя; *38* — датчик температуры $t_{\text{об}}$ обратной сетевой воды; *39* — датчик давления пара $p_{\text{от}}$ в отборе; *40* — датчик положения z_2 сервомотора ЧНД; *41* — датчик температуры $t_{\text{в.п}}$ воды на выходе из встроенного пучка конденсатора; *42* — датчик давления пара $p_{\text{к}}$ в конденсаторе

симости от электрической и тепловой нагрузок;

- режим с противодавлением, при котором работает либо контур *II*, если не требуется поддерживать температуру воды на выходе из встроенного пучка конденсатора, либо контуры *II* и *III*; в последнем случае контур *II* управляет сервомотором ЧВД в зависимости от тепловой нагрузки сетевых подогревателей, а контур *III* — сервомотором ЧНД в зависимости от тепловой нагрузки встроенного пучка.

Переключение режимов работы системы регулирования осуществляется дистанционно со щита управления.

Для предотвращения неправильного действия электронных регуляторов при сбросе нагрузки и на холостом ходу сигналом от блок-контактов выключателя генератора ЭЧСР отключается. Частота вращения на холостом ходу поддерживается гидравлическим регулятором. Вновь ЭЧСР вводится в работу только после синхрони-

зации генератора и включения его в сеть. Нагружение турбины ведется под контролем ЭЧСР.

Контур регулирования частоты вращения и мощности (контур *I*), в котором включены параллельно гидравлический пропорциональный регулятор частоты вращения и электронный пропорционально-интегральный регулятор мощности турбины, обеспечивает либо регулирование мощности с коррекцией по частоте сети, либо регулирование частоты вращения с дополнительным воздействием по мощности. В обоих случаях характеристики быстродействующей ГЧСР, прежде всего динамическая степень неравномерности $\delta_{дин}$, определяющая устойчивость и степень участия турбины в первичном регулировании частоты сети, остаются неизменными.

При регулировании мощности контур *I* может быть подчинен системе автоматического регулирования частоты и мощности энергосистемы или управляющей вычислительной машине (УВМ), а также может обеспечивать поддержание электрической мощности в соответствии с диспетчерским графиком нагрузки. Импульс по мощности генератора вводится таким образом, что образуется замкнутый контур регулирования мощности с ПИ-законом регулирования.

Когда турбогенератор участвует в регулировании частоты независимо от АРЧМ, командным становится гидравлический регулятор частоты вращения, а дополнительный импульс по мощности вводится с противоположным знаком по сравнению с предыдущим режимом работы контура *I*. Этот импульс используется для коррекции (в сторону уменьшения) остаточной степени неравномерности $\delta_{ост}$, чем определяется степень участия турбогенератора во вторичном регулировании частоты сети и экономичном распределении нагрузок между турбинами при колебаниях нагрузки сети. Так как остаточная степень неравномерности $\delta_{ост}$ уменьшается по сравнению с динамической степенью неравномерности $\delta_{дин}$ гидравлической части системы регулирования медленнодействующим регулятором мощности, устойчивость при этом не ухудшается.

Применение регулятора мощности позволяет существенно (в 10—20 раз) уменьшить нечувствительность регулирования и повысить тем самым точность регулирования частоты и мощности.

При работе турбины в блоке с котлом в контур регулирования мощности вводится импульс по давлению свежего пара для защиты турбины и котла от падения этого давления ниже заданного допустимого уровня.

При комплексной автоматизации блока в систему регулирования котла могут быть поданы импульсы, характеризующие нагрузку турбины: по давлению пара в камере регулирующей ступени, по положению сервомотора ЧВД, по положению МУТ.

Предусмотрена возможность введения в ЭЧСР сигналов через быстродействующий ЭГП: от блок-контактов выключателя генератора, от противоаварийной автоматики энергосистемы.

В контуре регулирования теплофикационных отборов (контур *II*) включены параллельно быстродействующий гидравлический П-регулятор давления и медленнодействующий электронный ПИ-регулятор отборов.

Гидравлический регулятор, выполненный с повышенной степенью неравномерности, обеспечивает устойчивость процесса регулирования и выполняет защитные функции при аварийном повышении давления в отборе. Точность поддержания регулируемого параметра отбора обеспечивается электронным ПИ-регулятором температуры сетевой воды.

Возможны два режима работы контура *II*, определяемые графиками нагрузки тепловой сети. Если прямая сетевая вода направляется непосредственно потреби-

телю теплоты, то регулирование ее температуры осуществляется по сигналам от датчиков *36* и *37*. Если сетевая вода после турбоустановки поступает для дополнительного подогрева в пиковый водогрейный котел, то регулирование осуществляется по разности температур прямой и обратной сетевой воды (датчики *36* и *38*). При стабильном расходе сетевой воды этим осуществляется поддержание заданной тепловой нагрузки турбины при суточных колебаниях температуры обратной сетевой воды. Колебания нагрузки теплосети воспринимаются пиковым котлом, что повышает экономичность ТЭЦ. Электронный регулятор температуры выполняет и некоторые защитные функции, например при остановке сетевых насосов.

Для улучшения качества переходных процессов используется импульс по давлению пара в отборе турбины или по производной этого давления. Импульс по давлению отбираемого пара может использоваться и самостоятельно для регулирования давления с повышенной точностью.

Применение импульса по температуре упрощает задачу обеспечения устойчивости регулирования давления в отборе, так как постоянная времени разгона сетевого подогревателя по температуре значительно превышает время разгона его по давлению. Это особенно актуально в режиме работы с противодавлением, когда расход пара регулируется только клапанами ЧВД, а между ними и камерой отбора имеются большие паровые емкости.

В контуре регулирования температуры сетевой или подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора (контур *III*) ПИ-регулятор температуры через устройство для перемещения сервомотора ЧНД в режиме с противодавлением изменяет пропуск пара в конденсатор.

Введением обратной связи по положению сервомотора ЧНД можно регулировать температуру воды с некоторой неравномерностью. Для улучшения качества переходных процессов можно также ввести дополнительный сигнал по производной давления отработавшего пара. Контур *III* реализует несвязанную статически автономную систему регулирования температуры сетевой или подпиточной воды.

Электрическая часть системы регулирования выполняется на базе серийно выпускаемых регулирующих приборов и датчиков к ним. Она питается от посторонних источников переменного (220 В, 50 Гц) и постоянного (220 В) тока.

15.4. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ НЕСВЯЗАННАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ

В настоящее время ТМЗ стал применять на своих теплофикационных турбинах унифицированную электрогидравлическую несвязанную статически автономную систему регулирования, принципиальная схема которой показана на рис. 15.5. В ней отпала необходимость в таком достаточно сложном узле, как гидравлический блок регуляторов, в котором в связанной системе суммируются импульсы от регуляторов и формируются воздействия на сервомоторы.

Главные сервомоторы и весь контур регулирования частоты вращения выполнены гидравлическими, что обеспечивает соблюдение высоких требований по быстродействию и надежности. Процессы регулирования мощности, тепловой нагрузки отборов и температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора протекают сравнительно медленно. Это делает возможным применение серийно выпускаемых электронных ПИ-регуляторов с исполнительными механизмами невысокого быстродействия.

Соединение регуляторов с их исполнительными механизмами, например типа МЭО (механизм электрический однооборотный), и тем самым формирование контуров регулирования осуществляется переключателем режимов *5*.

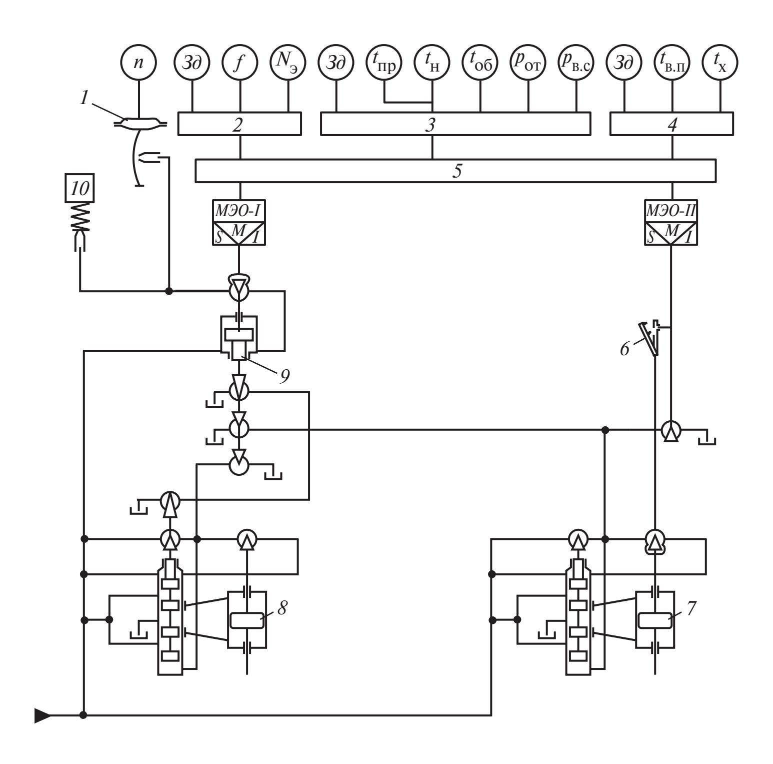


Рис. 15.5. Принципиальная схема электрогидравлической несвязанной системы регулирования теплофикационной турбины типа Т:

1 — гидравлический регулятор частоты вращения; *2* — регулятор мощности; *3* — регулятор тепловой нагрузки; *4* — регулятор температуры воды на выходе из встроенного пучка конденсатора; *5* — переключатель режимов; *6* — защелка; *7* — сервомотор ЧНД; *8* — сервомотор ЧВД; *9* — золотник регулятора частоты вращения; *10* — ЭГП; импульсы: n — по частоте вращения; f — по частоте сети; $N_э$ — по электрической мощности; $t_{пр}$ — по температуре сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя; $t_н$ — по температуре сетевой воды на выходе из нижнего сетевого подогревателя; $t_{об}$ — по температуре обратной сетевой воды; $p_{от}$ — по давлению пара в отборе; $p_{в.с}$ — по давлению воды за сетевыми насосами; $t_{в.п}$ — по температуре воды на выходе из встроенного пучка конденсатора; $t_к$ — по температуре пара в конденсаторе; *Зд* — от задатчика

На конденсационном режиме работы без отбора пара регулятор мощности *2*, подключаемый к *МЭО-I*, вместе с гидравлическим регулятором частоты вращения *1* образует контур регулирования частоты вращения и мощности, управляющий сервомотором ЧВД *8*. Другие регуляторы на этом режиме отключены. Сервомотор ЧНД *7* полностью открыт и закрывается только по команде гидравлического регулятора частоты вращения при сбросах нагрузки с отключением турбогенератора от сети в целях ограничения динамического повышения частоты вращения. Для этого предусмотрена обычная в системах регулирования ТМЗ дополнительная связь регулятора частоты вращения и сервомотора ЧВД с сервомотором ЧНД.

На конденсационном режиме с отбором пара контур регулирования частоты вращения и мощности остается тем же. Регулятор тепловой нагрузки *3* подключается к *МЭО-II*, управляющему сервомотором ЧНД, который, кроме того, находится под воздействием и контура регулирования частоты вращения и мощности. Последнее оказыва-

ется полезным при поступлении команд от противоаварийной автоматики энергосистемы, для выполнения которых быстродействие контура регулирования тепловой нагрузки может оказаться недостаточным. На конденсационных режимах температура подпиточной воды $t_{в.п}$ на выходе из встроенного пучка конденсатора не регулируется.

Кроме импульса по температуре сетевой воды $t_{пр}$, достаточного на нормальных эксплуатационных режимах, предусмотрен сигнал по давлению воды за сетевыми насосами $p_{в.с}$, форсирующий закрытие регулирующих органов при остановке сетевых насосов.

На режимах работы с противодавлением регулятор мощности выключается из работы, а к *МЭО-I*, управляющему сервомотором ЧВД, подключается регулятор тепловой нагрузки, которая и определяет электрическую мощность. Регулятор частоты вращения сохраняет свои защитные функции, закрывая регулирующие клапаны ЧВД при повышении частоты вращения, вызванном сбросом нагрузки. Гидравлическая связь между регулятором частоты вращения и сервомоторами ЧВД и ЧНД может быть использована для передачи сигналов от противоаварийной автоматики энергосистемы.

При режиме работы с противодавлением без регулирования температуры подпиточной воды сервомотор ЧНД устанавливается на нижний упор, что обеспечивает минимальный пропуск пара, необходимый для охлаждения ступеней ЧНД. Регулятор температуры подпиточной воды при этом выключен.

На режиме с противодавлением и регулированием температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора регулятор температуры *4* подключается к *МЭО-II*, который управляет сервомотором ЧНД, изменяющим расход пара в конденсатор.

15.5. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ Т-250/300-240 ТМЗ

Рассмотрим более подробно систему регулирования теплофикационной турбины Т-250/300-240 ТМЗ. Турбина имеет номинальную мощность 250 МВт и номинальную тепловую нагрузку 384 МВт (330 Гкал/ч). Максимальная мощность турбины при выключенных отопительных отборах составляет 300 МВт.

Турбина выполнена одновальной четырехцилиндровой (ЦВД + ЦСД-1 + ЦСД-2 + + ЦНД). Параметры свежего пара: давление p_0 = 23,5 МПа; температура t_0 = 540 °С. Промежуточный перегрев пара осуществляется до $t_{п.п}$ = 540 °С. Для ступенчатого подогрева сетевой воды турбина имеет два отопительных отбора с пределами регулирования давления в них: в верхнем отборе 0,06—0,2 МПа; в нижнем отборе 0,05—0,15 МПа.

15.5.1. Парораспределение турбины

Принципиальная схема парораспределения турбины представлена на рис. 15.6.

Свежий пар от котла подводится к двум отдельным блокам клапанов *ЦВД*, состоящим из стопорного и трех регулирующих клапанов каждый. Блоки клапанов располагаются справа и слева от корпуса *ЦВД*. Пар от регулирующих клапанов поступает к четырем сопловым коробкам первой ступени *ЦВД*.

После *ЦВД* пар направляется на промежуточный перегрев, откуда поступает в *ЦСД-1* через два блока, состоящих из стопорного и регулирующего клапанов каждый. Из *ЦСД-1* пар проходит в двухпоточный *ЦСД-2* с шестью ступенями в каждом потоке. Первые четыре ступени расположены до верхнего отопительного отбора, а последние две ступени — между верхним и нижним отборами.

После *ЦСД-2* часть пара может направляться в нижний отопительный отбор,

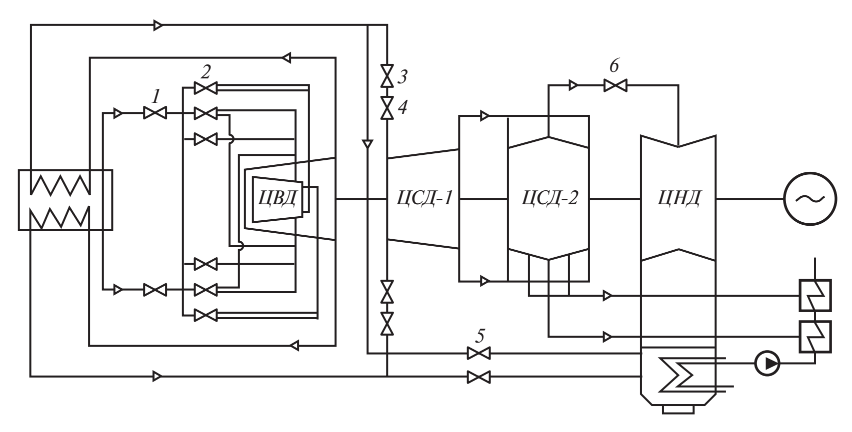


Рис. 15.6. Принципиальная схема парораспределения турбины Т-250/300-240 ТМЗ:
1 — стопорный клапан ЦВД; *2* — регулирующий клапан ЦВД; *3* — стопорный клапан ЦСД; *4* — регулирующий клапан ЦСД; *5* — сбросная задвижка; *6* — поворотная диафрагма ЦНД

а оставшийся пар поступает в *ЦНД*. Пропуск пара в *ЦНД* регулируется сдвоенной поворотной диафрагмой.

Для удаления пара из тракта промперегрева в конденсатор после закрытия регулирующих клапанов *ЦСД* предусмотрены сбросные задвижки.

15.5.2. Водоснабжение системы регулирования

В целях повышения пожарной безопасности турбоустановки в системе регулирования и защиты в качестве рабочей жидкости используется вода, подаваемая либо конденсатными насосами (разомкнутая схема водоснабжения), либо специальными насосами регулирования (замкнутая схема).

При питании от конденсатных насосов вода забирается из линии основного конденсата и через отдельные фильтры подается к узлам системы регулирования и защиты. Слив воды осуществляется в бак регулирования, а из него — через гидрозатвор в конденсатор турбины.

При питании системы от специальных насосов вода через охладители сливается в бак регулирования, где проходит через сетчатые фильтры и поступает во всасывающие патрубки насосов регулирования.

Из четырех насосов регулирования три находятся в работе, а один — в резерве. Давление воды составляет 2,0 МПа, подача каждого насоса — 150 м^3/ч. Она выбрана из условия обеспечения необходимого быстродействия главных сервомоторов.

Бак регулирования объемом 23 м^3 и напорные трубопроводы выполнены из нержавеющей стали, сливные трубопроводы — из углеродистой стали. Для подавления коррозии деталей системы регулирования и защиты наряду с надлежащим выбором для них материалов и технологии изготовления (нержавеющая сталь, бронза, антикоррозионное азотирование и др.) в замкнутом контуре водоснабжения вода в баке ингибируется нитритом натрия с концентрацией 0,5—1,5 %.

15.5.3. Принципиальная схема системы регулирования

Система регулирования турбины, принципиальная схема которой показана на рис. 15.7, обеспечивает поддержание в заданных пределах частоты вращения и давления пара в одном из двух отопительных отборов. Имеется также ветвь электрогидравлического регулирования температуры сетевой воды, которая может быть

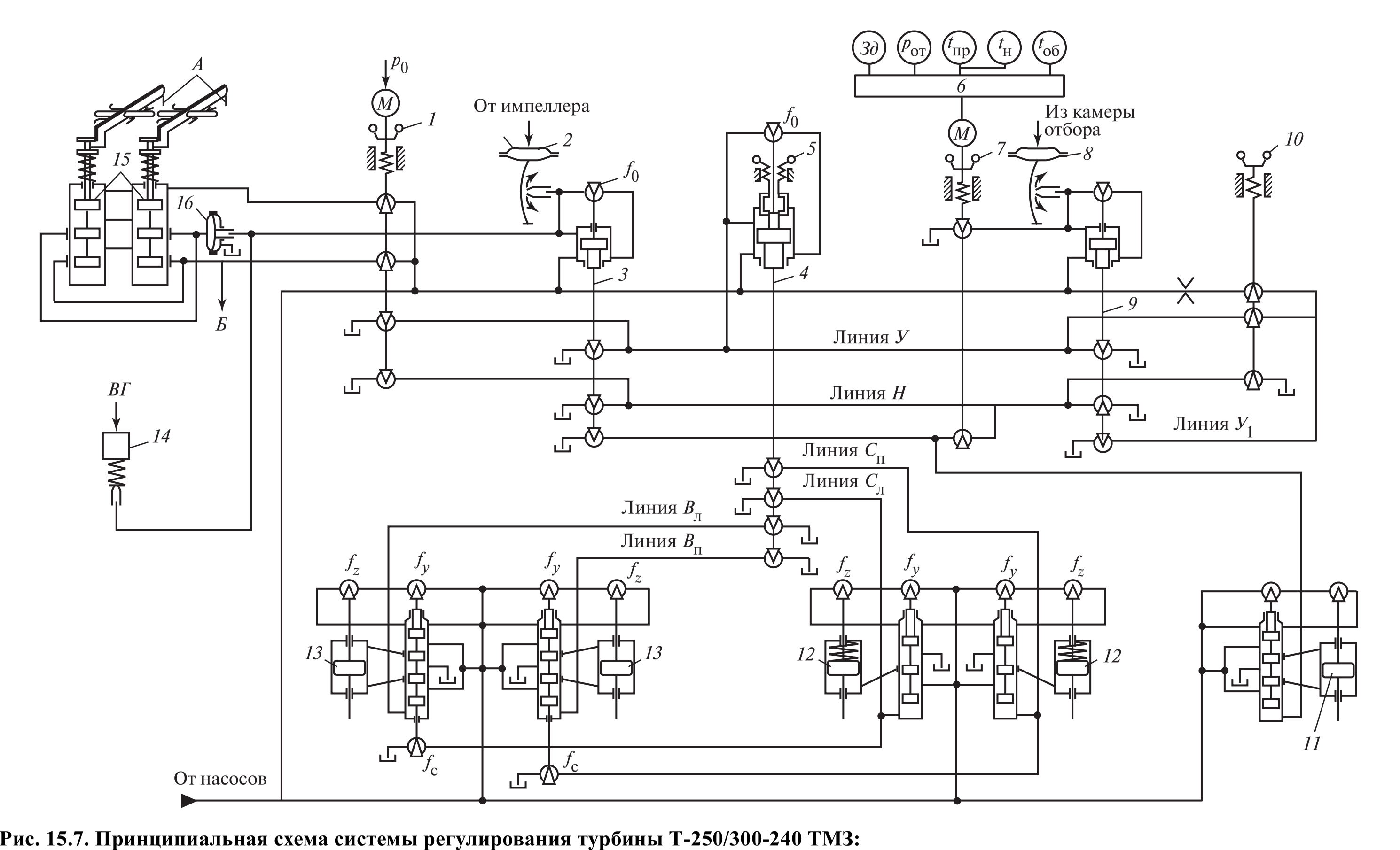


Рис. 15.7. Принципиальная схема системы регулирования турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — МУТ; *2* — регулятор частоты вращения; *3* — золотник регулятора частоты вращения; *4* — промежуточный золотник; *5* — ограничитель мощности; *6* — электронный регулятор тепловой нагрузки; *7* — задатчик регулятора давления отопительного отбора; *8* — регулятор давления отопительного отбора; *9* — золотник регулятора давления; *10* — переключатель на режим с противодавлением; *11* — сервомотор ЧНД; *12* — сервомоторы ЧСД; *13* — сервомоторы ЧВД; *14* — ЭГП; *15* — золотники автомата безопасности; *16* — мембранный разделитель; *А* — воздействие от автомата безопасности и от электрической защиты турбины и блока; *Б* —импульсная линия к сервомоторам стопорных клапанов ЧВД и ЧСД; *ВГ* — сигнал от выключателя генератора; импульсы: p_0 — от регулятора давления свежего пара перед турбиной (регулятора «до себя»); остальные обозначения те же, что и на рис. 15.5

использована и для регулирования давления в отборах с повышенной точностью.

Контур регулирования частоты вращения выполнен гидравлическим. Датчиком частоты вращения является безрасходный импульсный насос (импеллер), давление которого воспринимается мембранно-ленточным регулятором частоты вращения *2*. В этом контуре имеются два электрических ввода внешних воздействий: медленнодействующий через МУТ *1* и быстродействующий через ЭГП *14*. На МУТ может также подаваться импульс по давлению свежего пара от защитного регулятора «до себя». Через ЭГП вводятся сигнал при отключении турбогенератора от сети и воздействия от энергосистемной противоаварийной автоматики.

Контур регулирования отборов выполнен электрогидравлическим. Электронный регулятор тепловой нагрузки *6* получает импульсы от датчиков температуры сетевой воды (обратной, за нижним и верхним сетевыми подогревателями) и давления в камере отбора и воздействует на задатчик гидравлического регулятора давления. Мембранно-ленточный гидравлический регулятор давления *8*, унифицированный с регулятором частоты вращения, обладая по сравнению с электронным повышенным быстродействием, выполняет защитные функции по давлению пара в отборе. Импульс на мембрану регулятора поступает из камеры верхнего или нижнего отбора.

Исполнительными органами обоих контуров регулирования являются гидравлические сервомоторы ЧВД, ЧСД и ЧНД.

Система регулирования в гидравлической своей части выполнена связанной с соблюдением условий статической независимости (автономности) в широкой зоне диаграммы режимов.

В контуре регулирования частоты вращения ротора реализован пропорциональный закон регулирования, в контуре регулирования отборов — пропорционально-интегральный.

Система регулирования обеспечивает пуск турбины и работу ее на трех основных режимах: конденсационном без отбора; конденсационном с отбором и с противодавлением.

Пуск турбины. В работе находится только контур регулирования частоты вращения. Контур регулирования отборов отключен, и поворотные диафрагмы ЧНД полностью открыты. Задатчики регуляторов частоты вращения (МУТ) *1* и давления *7* занимают исходные нулевые положения (крайние верхние на рис. 15.7), ограничитель мощности *5* и переключатель на режим с противодавлением *10* выведены из работы. Золотники автомата безопасности *15* под действием своих пружин перемещены на верхний упор и введены в зацепление с рычагами. Золотник регулятора частоты вращения *3* находится на верхнем упоре.

Для приведения ЗАБ в рабочее состояние, т.е. в состояние готовности к срабатыванию, необходимо воздействовать на МУТ в сторону «прибавить», чему соответствует перемещение золотника МУТ вниз. При этом вода из напорной линии через верхний дроссель МУТ будет подана на кольцевые уступы ЗАБ и создаст усилия, которые обеспечат срабатывание ЗАБ при воздействии на них бойков автомата безопасности, электромагнита или кнопки ручного выключения.

При дальнейшем перемещении золотника МУТ в том же направлении вода через второй дроссель поступит в импульсную линию защиты и стопорные клапаны ЧВД и ЧСД, не показанные на рис. 15.7, откроются своими сервомоторами.

После открытия стопорных клапанов золотник МУТ начнет прикрывать слив из управляющего этажа блока регуляторов (линия *У*), связанного с камерой над дифференциальным поршнем промежуточного золотника *4*, в которую вода поступает из напорной линии через тангенциальные

окна в поршне, показанные на рис. 15.7 в виде дросселя f_0. Давление в этой камере повысится, промежуточный золотник опустится и уменьшит сливы из всех этажей блока регуляторов, связанных с камерами под отсечными золотниками левых и правых сервомоторов ЧВД *13* и ЧСД *12* (линии *B* и *C*). Вода в эти камеры подводится через тангенциальные окна самовыключения f_y золотников сервомоторов и через сечения f_z, управляемые конусами обратной связи сервомоторов.

Когда давление под золотниками сервомоторов ЧВД возрастет до половины напорного, они пойдут вверх, закрывая при этом сливы $f_{\text{с}}$ из-под золотников сервомоторов ЧСД, которые тоже сместятся вверх. Перемещение золотников вверх вызовет подъем сервомоторов ЧВД и ЧСД и открытие ими соответствующих регулирующих клапанов. Поднимающиеся вместе с поршнями сервомоторов конусы обратной связи уменьшат площади сечений f_z подвода воды под золотники сервомоторов. Когда золотники займут среднее положение, сервомоторы остановятся.

Если пуск турбины осуществляется байпасами главных паровых задвижек, то перед подачей пара в турбину регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

При развороте турбины давление, развиваемое импеллером, возрастает и при повышении частоты вращения ротора примерно до 2750 мин$^{-1}$ давление воды, действующее на мембрану регулятора *2*, вызывает такой ее прогиб, что деформирующаяся вместе с мембраной лента отходит от сопла. Регулятор вступает в работу. Увеличение слива через сопло ведет к нарушению равновесия поршня золотника регулятора частоты вращения *3*. Золотник идет вверх и увеличением подвода воды через профильные окна f_0 в поршне компенсирует изменение слива в сопле, восстанавливая первоначальное давление в камере над поршнем. Одновременно золотник *3* увеличивает слив из камеры над поршнем промежуточного золотника *4*, что вызывает его подъем, увеличение слива из этажей ЧВД и ЧСД блока регуляторов (линии *B* и *C*), опускание сервомоторов и прикрытие регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД до установления ими расхода пара, соответствующего холостому ходу.

Далее воздействием на МУТ устанавливается требуемая частота вращения турбогенератора для его синхронизации и включения в сеть.

Конденсационный режим без отбора пара. При работе турбины на конденсационном режиме без отбора пара, как и при пуске, в работе находится только контур регулирования частоты вращения, управляющий расходом пара в турбину через клапаны ЧВД. Контур регулирования отборов отключен, поворотные диафрагмы полностью открыты и закрываются только при сбросе нагрузки. Клапаны ЧСД выполняют защитные функции от разгона ротора паром из линии промперегрева. При сбросе нагрузки на сервомоторы ЧСД подается дополнительный импульс от золотников сервомоторов ЧВД, опережающий статическое воздействие.

Окна в промежуточном золотнике для слива воды из этажа сервомоторов ЧСД выполнены таким образом, что обеспечивается опережение открытия клапанов ЧСД по отношению к клапанам ЧВД. Сервомоторы ЧСД уже при нагрузке 30—40 % номинальной полностью открывают клапаны ЧСД, и при дальнейшем повышении нагрузки они остаются открытыми.

В случае необходимости ограничения мощности турбины оно достигается установкой шайбы ограничителя мощности *5* в такое положение, когда промежуточный золотник не может опуститься ниже определенного уровня и сливы из этажей ЧВД и ЧСД блока регуляторов остаются частично открытыми. Установка ограничителя мощ-

ности осуществляется по заранее отградуированной шкале.

Конденсационный режим с отбором пара. В работе находятся оба контура регулирования. Контур регулирования частоты вращения действует так же, как и на конденсационном режиме без отбора пара. Контур регулирования отборов в зависимости от характера их использования поддерживает температуру прямой сетевой воды или разность температур прямой и обратной сетевой воды.

Для перевода турбины на конденсационный режим с отбором пара необходимо подключить отбор, для чего включается в работу регулятор давления воздействием на его задатчик в сторону «прибавить». При перемещении золотника задатчика *7* сначала камера под золотником сервомотора ЧНД соединяется с этажом ЧНД блока регуляторов (линия H), а затем создается необходимое давление над поршнем золотника регулятора давления *9*. Золотник стронется с верхнего упора, что и означает вступление регулятора давления в работу.

Дальнейшим воздействием на задатчик давление в камере отбора поднимается до требуемого значения. Задатчиком электронного регулятора температуры устанавливается необходимая температура прямой сетевой воды.

Работа по тепловому графику (с противодавлением). На режиме с противодавлением сервомотор поворотных регулирующих диафрагм ЧНД устанавливается на нижний упор и диафрагмы находятся в положении минимально допустимого открытия. Контур регулирования отборов управляет турбиной с помощью регулирующих клапанов ЧВД.

Контур регулирования частоты вращения при работе по тепловому графику выполняет защитные функции при сбросе нагрузки, и в случае необходимости действие его в некоторых пределах (до 3015 мин$^{-1}$) может быть блокировано.

Для перевода турбины, работающей с включенным отбором пара, на режим с противодавлением необходимо увеличением расхода пара в отбор $G_т$ или снижением электрической нагрузки $N_э$ полностью закрыть поворотные диафрагмы. Затем воздействуют на переключатель *10* в блоке регуляторов, дистанционно или вручную перемещая его золотник вниз. При этом этаж ЧНД сообщается со сливом, что препятствует открытию сервомотора ЧНД, и, кроме того, подключается дополнительный управляющий этаж блока регуляторов (линия $У_1$), что увеличивает воздействие регулятора давления на сервомоторы ЧВД и ЧСД. Дополнительный слив из этажа ЧВД компенсируется дополнительным подводом воды из напорного этажа через сверления в золотнике переключателя. Далее МУТ выводится в положение, соответствующее нагрузке около 100 МВт. Давление пара в отборе поддерживается регулятором давления.

15.5.4. Конструкции узлов гидравлической части системы регулирования

Рассмотрим конструктивные особенности некоторых узлов гидравлической части системы регулирования.

Блок регуляторов. В системах регулирования ТМЗ регуляторы объединяются в один блок, называемый блоком регуляторов (рис. 15.8). В нем суммируются сигналы по частоте вращения и давлению пара в отборе, формируются и распределяются воздействия на сервомоторы регулирующих клапанов и поворотных диафрагм.

Корпус блока регуляторов представляет собой сварную этажную конструкцию, в которой расположены регуляторы с их задатчиками и золотники, а также выполнены все необходимые связи между ними.

В корпусе блока регуляторов, разделенном вертикальной перегородкой на два отсека, имеются девять горизонтальных

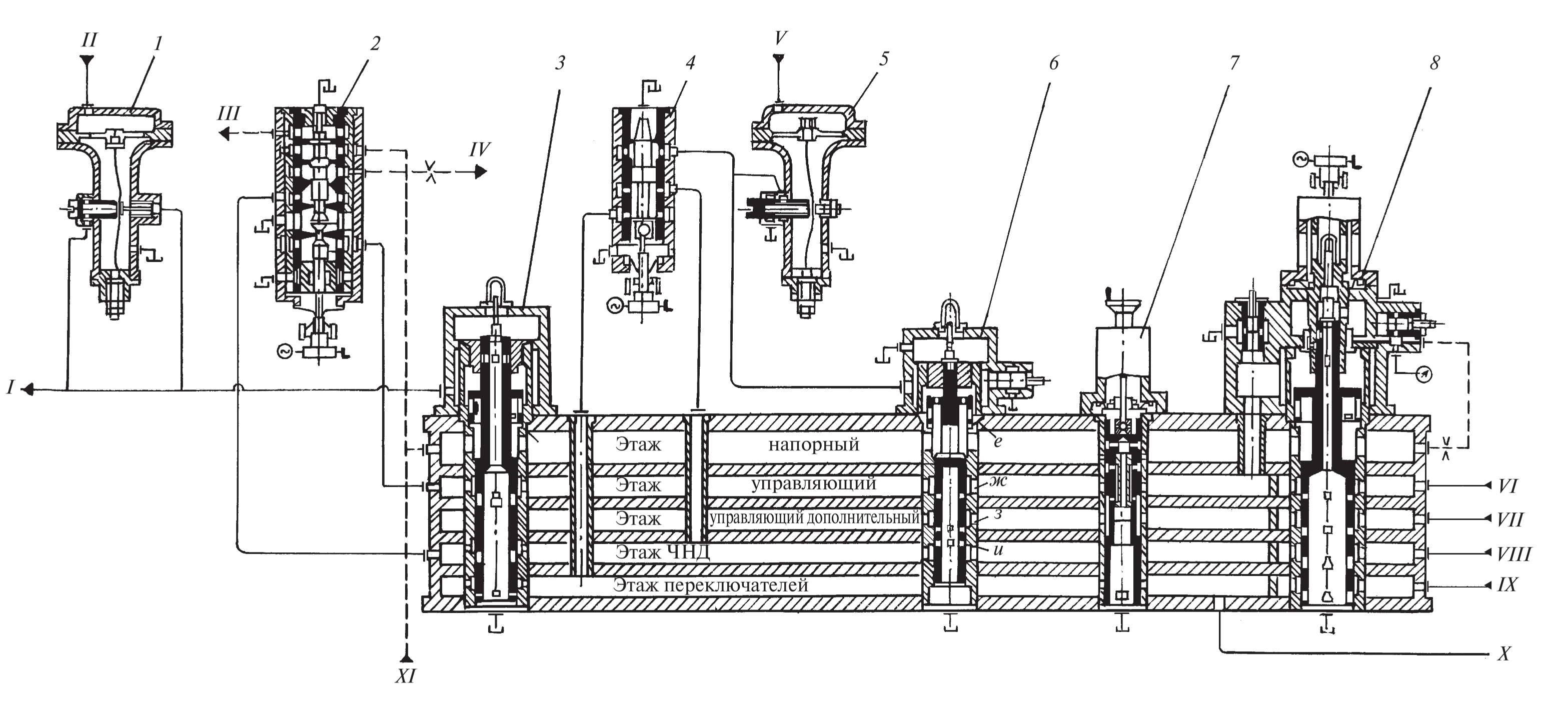


Рис. 15.8. Блок регуляторов турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — МУТ; *3* — золотник регулятора частоты вращения; *4* — задатчик регулятора давления; *5* — регулятор давления отопительного отбора; *6* — золотник регулятора давления; *7* — переключатель на режим с противодавлением; *8* — промежуточный золотник; линии: *I* — к мембранному разделителю; *II* — от импеллера; *III* — к золотникам автомата безопасности; *IV* — к сервомоторам стопорных клапанов; *V* — из камеры отопительного отбора; *VI* — от правого сервомотора ЧСД; *VII* — от левого сервомотора ЧСД; *VIII* — от правого сервомотора ЧВД; *IX* — от левого сервомотора ЧВД; *X* — от сервомотора ЧНД; *XI* — от насосов

этажей. Верхний напорный этаж является общим для обоих отсеков. В левом отсеке под напорным этажом сверху вниз располагаются: два управляющих этажа (основной и дополнительный), через которые регуляторы воздействуют на промежуточный золотник, находящийся в правом отсеке; этаж, соединенный с сервомотором ЧНД, и, наконец, коммутационный этаж переключателей. В правом отсеке ниже напорного расположены этажи, через которые передаются воздействия на левые и правые сервомоторы ЧВД и ЧСД.

Регулятор частоты вращения *1* усиливает импульс от импеллера и передает его последующим звеньям усиления. Чувствительным элементом регулятора является плоская точеная мембрана, прогиб которой преобразуется в увеличенный примерно в 10 раз прогиб стальной ленты, работающей за пределом устойчивости при продольном сжатии. Мембранно-ленточная система регулятора настраивается с помощью натяжного винта, имеющего наружную и внутреннюю резьбы, причем шаг наружной резьбы больше шага внутренней на 0,5 мм. За один оборот натяжного винта связанный с ним хвостовик ленты смещается на разность шагов, т.е. на 0,5 мм, изменяя тем самым прогиб ленты.

Давление воды в напорной линии системы регулирования может меняться в зависимости от режима работы оборудования турбоустановки. При этом будут изменяться давление в сопле регулятора и создаваемая им поперечная сила, действующая на ленту. Для того чтобы изменения этого усилия не вызывали дополнительного прогиба ленты и, следовательно, перемещения элементов регулирования, применено сильфонное разгрузочное устройство. Сильфон, эффективная площадь которого равна площади горла сопла, помещен в камеру, соединенную с камерой сопла. Уравновешивающее усилие через шток, связанный с подвижным днищем сильфона, передается на ленту.

Так как лента при потере устойчивости может прогнуться в любую сторону, что определит направление рабочих прогибов ее при изменениях давления под мембраной, для определенности ей соплом придается первоначальный прогиб в сторону сильфона.

В верхней части золотника регулятора частоты вращения *3* как одно целое с ним выполнен дифференциальный поршень диаметром 90 мм промежуточного сервомотора, которым управляет дроссель переменного сечения, образованный зазором между соплом и лентой. В поршне имеются два профильных тангенциальных окна *а*, через которые вода из напорного этажа блока регуляторов поступает в камеру над поршнем, откуда она сливается в зазор между соплом и лентой. Проходя через тангенциальные окна, вода дросселируется и энергично вращает золотник (частота вращения обычно превышает 1000 мин$^{-1}$), уменьшая его нечувствительность. Следует отметить, что этот элемент является типовым и с некоторыми изменениями повторяется во всех системах регулирования теплофикационных турбин ТМЗ.

Профиль тангенциальных окон, показанный на рис. 15.9, определяет форму статической характеристики регулирования частоты вращения (рис. 15.10). При общей степени неравномерности регулирования около 5 % широкой средней части окон

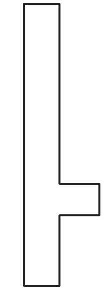


Рис. 15.9. Профиль тангенциального окна золотника регулятора частоты вращения

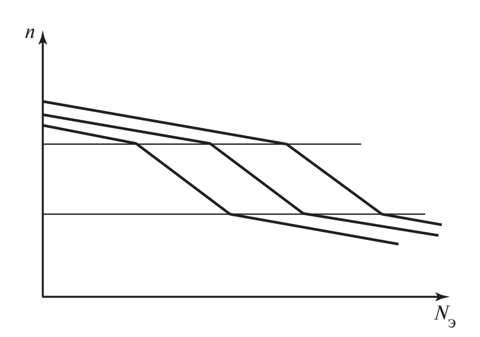


Рис. 15.10. Статическая характеристика регулирования частоты вращения

соответствует повышенная местная степень неравномерности δ_*, а узким участкам — пониженная. Таким образом, осуществлено так называемое разделение статической характеристики на участки с разной местной степенью неравномерности, что повышает устойчивость регулирования на частотах вращения вблизи номинальной и снижает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки. При воздействии на МУТ крутые участки характеристики, сохраняясь в выбранном диапазоне частоты вращения, смещаются вправо или влево, как показано на рис. 15.10.

В нижней части золотника *3* (см. рис. 15.8), проходящей через этажи блока регуляторов, на разных уровнях выполнены окна, изменяющие сливы воды из этажей. Вода через окна течет внутрь золотника и сливается вниз.

Окна *в* управляют промежуточным золотником *8*, передающим команды сервомоторам ЧВД и ЧСД. Нижняя часть этих окон расширена для уменьшения динамического повышения частоты вращения при сбросах нагрузки, достигаемого благодаря ускорению закрытия сервомоторов ЧВД и ЧСД.

Окна *г* управляют золотником сервомотора ЧНД. Через окна *д* открывается слив из камеры под золотником сервомотора ЧНД при повышении частоты вращения несколько бóльшем, чем на неравномерность.

Ход золотника *3* вверх ограничен гидравлическим упором, осуществляемым резким увеличением подвода воды в камеру над дифференциальным поршнем через широкие окна *б* в нем.

По конструкции мембранно-ленточной системы регулятор давления *5* аналогичен регулятору частоты вращения. Отсутствует лишь сильфонное разгрузочное устройство. На его месте расположен механический упор, ограничивающий прогиб ленты, чтобы в ней не возникали недопустимые напряжения.

Импульс от мембранно-ленточной системы воспринимает дифференциальный промежуточный сервомотор, выполненный как одно целое с золотником регулятора давления *6*, который управляет сервомотором ЧНД и через промежуточный золотник сервомоторами ЧВД и ЧСД. Так как при регулировании давления нет необходимости в разделении статической характеристики на зоны с разной местной неравномерностью, то тангенциальные окна в дифференциальном поршне золотника *6* выполнены непрофилированными и имеют прямоугольную форму.

Из камеры над дифференциальным поршнем имеются три параллельных слива: через кольцевой зазор между шайбой и конусом золотника задатчика регулятора давления, через окно настроечного дросселя и через зазор между лентой и соплом.

Сопло регулятора давления выполнено кольцевым, что дало возможность уменьшить площадь выходного сечения сопла при том же периметре сливного сечения и этим снизить воздействие струи, истекающей из сопла, на ленту регулятора.

В нижней полой части золотника *6* выполнены сливные окна из этажей блока регуляторов: управляющих и ЧНД. Ход золотника вверх ограничен гидравлическим упором.

Золотники задатчиков регулятора частоты вращения (МУТ) и регулятора давления *4* перемещаются с помощью МЭО,

управляемых дистанционно со щита, или маховиками, расположенными в МЭО. Крайние положения золотников определяются установкой ограничителей угла поворота вала МЭО. Выходной вал МЭО связан со своим золотником через цилиндрическую зубчатую передачу и винтовую пару. Для предохранения от коррозии передачи отделены от водяных полостей резиновым защитным колпаком.

Главные сервомоторы. Органы парораспределения свежего пара объединены в два блока клапанов, каждый из которых состоит из стопорного клапана со своим приводом и трех регулирующих клапанов, управляемых одним сервомотором ЧВД (рис. 15.11) через кулачковое распределительное устройство. Поступательно движущийся поршень сервомотора соединен тягой с зубчатым сектором привода кулачкового вала.

Органы парораспределения перегретого пара также объединены в два блока клапанов. Каждый блок состоит из стопорного и регулирующего клапанов со своими сервомоторами. Сервомотор ЧСД (рис. 15.12) перемещает регулирующий клапан через жесткую рамную конструкцию, которая образована двумя тягами и двумя коромыслами и соединена со штоками поршня и клапана шарнирами.

Поворотные диафрагмы ЦНД сдвоены и управляются одним сервомотором ЧНД (рис. 15.13), установленным на специальном кронштейне непосредственно на ЦНД турбины.

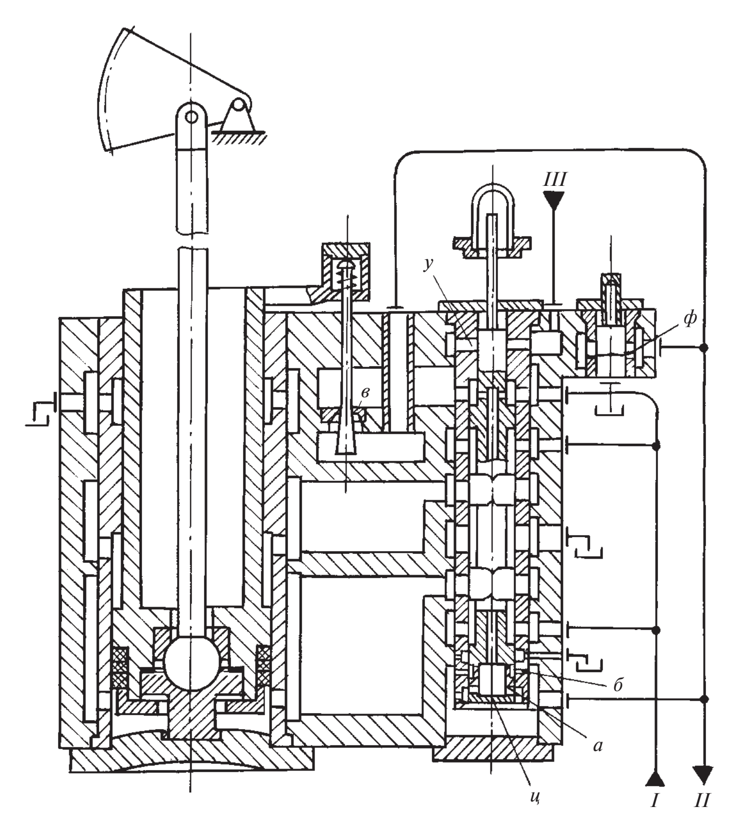


Рис. 15.11. Сервомотор ЧВД:
I — линия от насосов; *II* — линия к блоку регуляторов; *III* — линия от сервомотора ЧСД

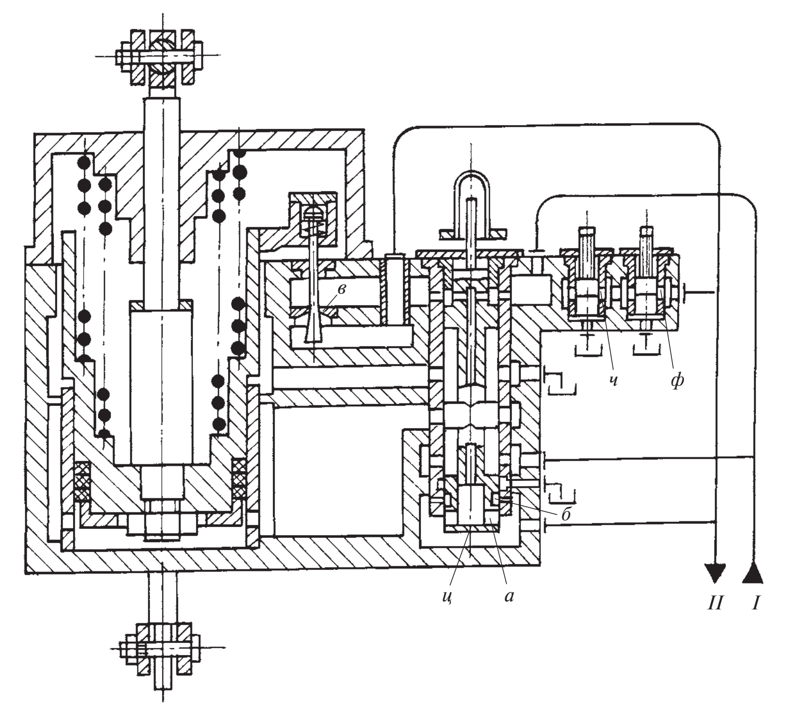


Рис. 15.12. Сервомотор ЧСД:
обозначения те же, что и на рис. 15.11

Сервомоторы ЧВД и ЧНД выполнены двусторонними, а сервомотор ЧСД — односторонним. Конструктивные данные сервомоторов приведены в табл. 15.2.

В сервомоторах ЧСД и ЧНД поршни соединены со своими штоками жестко, а в сервомоторе ЧВД — шаровым шарниром, который не препятствует качанию штока при повороте им зубчатого сектора кулачкового вала клапанов ЧВД. Поршни сервомоторов уплотнены разрезными фторопластовыми подпружиненными кольцами.

Верхние и нижние упоры поршней сервомоторов ЧВД и ЧНД выполнены в самих сервомоторах, а у сервомотора ЧСД — в клапане. Поэтому у последнего сервомотора предусмотрены запасы по ходу поршня (без клапана) вниз на 10 и вверх на 5 мм.

Для ослабления удара поршней сервомоторов ЧВД и ЧНД в крышки корпусов,

Таблица 15.2

Конструктивные данные сервомоторов

Показатель	ЧВД	ЧСД	ЧНД
Ход поршня, мм	250	155/140	220
Диаметр поршня, мм	330/305	330	330
Диаметр золотника, мм	115	120	95
Полный ход золотника, мм	30	35	25
Ход золотника между средним положением и нижним упором, мм	25	30	20

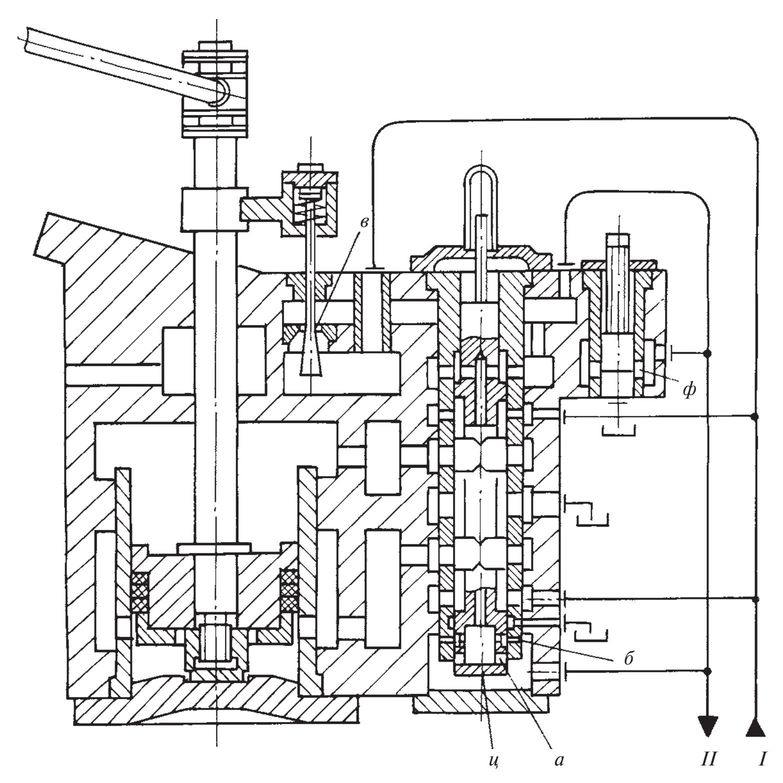


Рис. 15.13. Сервомотор ЧНД:
обозначения те же, что и на рис. 15.11

а клапана ЧСД в седло осуществлено гидравлическое торможение поршней вблизи их нижних упоров, которое достигается закрытием окон в цилиндрах сервомоторов и вытеснением воды из полости под поршнями и из выточек в крышках через малые радиальные зазоры.

При прекращении подачи воды в систему регулирования регулирующие клапаны ЧВД, а вместе с ними и сервомоторы ЧВД закроются под действием клапанных пружин, а сервомоторы ЧСД вместе со своими клапанами — под действием пружин сервомоторов.

Вращающиеся отсечные золотники главных сервомоторов выполнены как одно целое с дифференциальными поршнями промежуточных сервомоторов предыдущей ступени усиления. В отличие от рассмотренных выше золотников регуляторов эти дифференциальные поршни имеют те же диаметры, что и золотники. Это дало возможность разнести рабочие поверхности поршня почти на всю длину золотника.

Вода в импульсную камеру под золотником сервомотора поступает через тангенциальные окна *а*, к которым она подводится из напорной линии по центральному сверлению в золотнике, через дроссель *в* диагональной обратной связи главного сервомотора и через отверстия малого диаметра *ц* в пробке на нижнем торце золотника, а сливается через окна, управляемые в блоке регуляторов, и через настроечный дроссель *ф*. Последний используется для выставления требуемого положения сервомотора при настройке системы регулирования на стенде завода и, если понадобится, на электростанции.

Кроме того, при резких сбросах нагрузки открываются нормально закрытые дополнительные сливы из импульсных камер золотников сервомоторов ЧСД и ЧНД соответственно, в золотнике сервомотора ЧВД (окно *у*) и золотнике регулятора частоты вращения в блоке регуляторов (окно *д* на рис. 15.8).

Односторонний сервомотор ЧСД при нагрузках более 30 % номинальной, т.е. практически все время работы турбины, полностью открыт и находится на верхнем упоре. Для предотвращения и своевременного выявления заеданий сервомотор периодически должен расхаживаться на полный ход до нижнего упора. С этой целью на сливе из импульсной камеры отсечного золотника сервомотора параллельно с настроечным дросселем установлен дроссель *ч* для расхаживания.

Импульсом для смещения золотника является изменение слива в соответствующем этаже блока регуляторов. Тангенциальными окнами, сечение которых изменяется при перемещении золотника, осуществляется внутренняя обратная связь (самовыключение) промежуточного сервомотора. В среднее положение золотник возвращается конусом обратной связи сервомотора, изменяющим подвод воды в импульсную камеру золотника.

Золотник сервомотора ЧСД имеет один, а золотники сервомоторов ЧВД и ЧНД по два регулирующих поршенька, выполненных с двусторонней перекрышей на отсечных кромках по 3 мм на сторону. В пределах перекрыши сделано по четыре узких пропила, суммарная ширина которых намного меньше периметра отсечной кромки. При пульсации золотника, если он отклоняется от отсечного положения в пределах перекрыши, вода в полости сервомотора поступает и из них сливается только через пропилы. Расход ее, пропорциональный ширине пропилов и смещению золотника, невелик. Поэтому скорость движения поршня сервомотора оказывается небольшой, а его смещение из равновесного положения — незначительным. Этим заметно снижается пульсация сервомотора, т.е. осуществляется фильтрация внутренних и внешних помех в системе регулирования.

Для того чтобы наличие положительных перекрыш в золотнике не вносило нечувствительности, пропилы выполнены на всю высоту перекрыши, т.е. высота поршеньков золотника по внутренним кромкам пропилов в точности соответствует высоте окон, точнее проточек, в буксе золотника. Поэтому при любом, даже малом, смещении золотника одна из полостей сервомотора сразу сообщается с напорной линией, а другая — со сливом. Перепад давлений на поршне изменяется, и он начинает перемещаться, отрабатывая поступивший сигнал.

Верхний и нижний упоры золотника выполнены гидравлическими. При смещении его вверх из отсечного положения примерно на 5 мм через выточку *б* на золотнике открывается большой слив из импульсной камеры под золотником, и он «зависает» на верхней кромке этой выточки.

При смещении из отсечного положения вниз на 20—30 мм (в зависимости от того, какой это сервомотор) золотник от дальнейшего движения вниз удерживается гидравлической пятой, которая образуется выточкой на торце золотника, приблизившегося к корпусу. В выточку через небольшое отверстие *ц* постоянно подводится вода, которая сливается в зазор между торцом золотника и корпусом. Этот зазор автоматически устанавливается таким, чтобы давление в камере удерживало золотник в равновесном положении вблизи нижнего упора.

Обратная связь главного сервомотора со своим золотником выполнена гидравлической. Она представляет собой дроссель переменного сечения на подводе воды в импульсную камеру золотника. Переменное сечение дросселя образуется неподвижной шайбой, установленной в корпусе,

и перемещающимся внутри нее конусом. Конус укреплен на кронштейне, жестко соединенном со штоком сервомотора (в сервомоторе ЧВД с поршнем). Соединение конуса с кронштейном выполнено нежестким (пружина силового замыкания прижимает конус к кронштейну), что упрощает центровку конуса при сохранении строгого следования его за поршнем.

Конус обратной связи сервомотора ЧСД, выполнен с большей крутизной на начальном участке открытия сервомотора (примерно до 50 мм). Это сделано для повышения устойчивости регулирования после сброса нагрузки, когда некоторое время холостой ход контролируется регулирующими клапанами ЧСД.

Поршень сервомотора ЧВД выполнен дифференциальным, причем площадь $F_{с.з}$ верхней кольцевой площадки (сторона закрытия сервомотора) почти в 7 раз меньше площади $F_{с.о}$ нижнего торца поршня (сторона открытия сервомотора). Поэтому объем $V_{с.з}$, а значит, и постоянная времени сервомотора $T_{с.з}$ при закрытии регулирующих клапанов существенно уменьшаются по сравнению со значениями этих величин при открытии клапанов. При сбросах нагрузки расход воды, необходимый для перемещения сервомоторов, оказывается небольшим, поэтому предъявляются умеренные требования к росту подачи насосов регулирования в переходном процессе. Последнее особенно существенно в случае замкнутой схемы водоснабжения системы регулирования.

Совсем не требует воды для закрытия регулирующих клапанов односторонний сервомотор ЧСД, открываемый водой, а закрываемый пружинами. Его высокое быстродействие здесь особенно важно, так как сигнал на закрытие регулирующих клапанов ЧСД, как статический, так и динамический, заметно запаздывает.

Для ускорения движения сервомоторов при сбросе нагрузки и тем самым для уменьшения динамического повышения частоты вращения ТМЗ применяет и другие конструктивно очень простые и оригинальные решения, в частности:

- ступенчатое изменение коэффициента самовыключения промежуточного сервомотора;
- дополнительное динамическое воздействие на органы парораспределения ЧСД и ЧНД дросселями в контуре регулирования частоты вращения.

Дифференциальное уравнение движения промежуточного сервомотора, выполненного как одно целое с отсечным золотником, можно записать в виде

$$T_1 \frac{d\mu_1}{dt} = \xi - \alpha f_1(\mu_1) - f_2(\mu_2), \quad (15.1)$$

где μ_1, μ_2 — координаты промежуточного и главного сервомоторов; ξ — суммарный входной сигнал; $\alpha f_1(\mu_1)$ — сигнал самовыключения промежуточного сервомотора; α — коэффициент самовыключения; $f_2(\mu_2)$ — сигнал диагональной обратной связи от главного сервомотора, определяемый не только положением сервомотора, но и формой конуса обратной связи, наличием на нем кольцевой выточки (см. ниже); T_1 — постоянная времени промежуточного сервомотора.

Для приближения характеристики обратной связи (самовыключения) дифференциального сервомотора промежуточного усиления, переставляющего отсечной золотник, к релейной открытие тангенциальных окон a на подводе воды в импульсную камеру под золотником по его ходу меняется ступенчато и характеристика обратной связи трижды меняется.

Так, для сервомотора ЧВД на первом участке хода золотника из отсечного положения вниз (0—2 мм) открытие тангенциальных окон увеличивается. Отрицательная обратная связь на этом участке ($\alpha > 0$) обеспечивает устойчивую работу сервомотора.

На втором участке хода (2—17 мм) подвод воды через тангенциальные окна остается постоянным. Внутренняя обратная

связь здесь отсутствует ($\alpha = 0$), и золотник будет идти вниз без дополнительной команды от блока регуляторов.

Наконец, на третьем участке хода (17—25 мм) сечение тангенциальных окон уменьшается, обратная связь становится положительной ($\alpha < 0$) и золотник будет двигаться вниз с возрастающей скоростью, причем даже при команде от блока регуляторов «на открытие».

При большой сбрасываемой нагрузке, когда ротор получает значительное ускорение, слив в блоке регуляторов увеличивается настолько быстро, что обратная связь не успевает возвращать золотник в среднее положение, так как скорость перемещения поршня сервомотора, с которым связан конус обратной связи, значительно меньше, чем скорость перемещения золотника. В этом случае золотник успевает пройти более 2 мм и выходит на второй, а затем и на третий участок ступенчатой характеристики обратной связи. Скорость движения золотника еще более возрастает, и он почти независимо от движения регуляторов быстро опускается вниз и полностью открывает окна на подводе и сливе из полостей сервомотора, что обеспечивает его закрытие с максимальной скоростью.

В сервомоторах ЧСД и ЧНД характеристика обратной связи меняется только дважды — участок с $\alpha < 0$ здесь отсутствует.

Когда золотник сервомотора ЧВД находится на нижнем упоре, сечение тангенциальных окон на подводе в импульсную камеру под ним мало, а слив через окна блока регуляторов велик, так как частота вращения после сброса нагрузки сильно возрастает. Поэтому подвода воды через конус обратной связи недостаточно, чтобы поднять давление под золотником до $p_y > p_0/2$, и золотник остается на нижнем упоре. Вместе с тем, для того чтобы не затягивать переходный процесс регулирования излишней задержкой главного сервомотора на упоре, при подходе к нему увеличивается подвод воды в дросселе обратной связи за счет дополнительного сечения, открывающегося благодаря кольцевой проточке на конусе («срыв конуса»). Давление под золотником станет больше $p_0/2$, он пойдет вверх, увеличивая подвод воды через тангенциальные окна, и перейдет отсечное положение. Тогда поршень главного сервомотора скачком поднимется вверх, закроет кольцевую канавку на конусе и откроет регулирующие клапаны до положения холостого хода. Если открытие клапанов окажется излишне большим, регулятор частоты вращения их плавно прикроет.

15.6. МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ Т-250/300-240 ТМЗ

Около 50 % установленной мощности тепловых электростанций России приходится на теплофикационные турбины, причем в некоторых территориальных районах уже нельзя обойтись без привлечения этих турбин к участию в первичном регулировании частоты. Но для того, чтобы на ТЭЦ можно было разместить резервы первичного или вторичного регулирования, необходимо наряду с другими мероприятиями кардинально модернизировать системы регулирования теплофикационных турбин.

На нескольких турбинах Т-250/300-240 ТМЗ, работающих в ОАО «Мосэнерго», такая модернизация была проведена с участием ТМЗ фирмой Compressor Controls Corporation (CCC). Из штатной электрогидравлической САР турбины были исключены гидравлические регуляторы частоты вращения и давления со своими задатчиками и золотниками, промежуточный золотник, ЭГП, прямые и обратные гидравлические связи сервомоторов с регуляторами, настроечные дроссели и др. Оставлены только существующие главные сервомоторы, отсечными золотниками которых через электромеханические преобразова-

тели управляет микропроцессорный ПТК Series 5 фирмы ССС. В блоке переднего подшипника размещены электромагнитные датчики частоты вращения, заменившие импеллер, а вместо конусов обратной связи сервомоторов установлены электрические датчики положения.

Принципиальная схема системы регулирования турбины после модернизации показана на рис. 15.14.

Основной особенностью САР, во многом определившей ее высокие динамические и эксплуатационные качества, является непосредственный привод невращающихся отсечных золотников главных сервомоторов электромашинными усилителями — электромеханическими преобразователями (рис. 15.15). ЭМП представляет собой бесщеточный электродвигатель со специальным блоком цифрового управления. Вращательное движение ротора преобразуется в поступательное планетарным механизмом в сочетании с роликовинтовой передачей. Электромеханический преобразователь развивает значительные (1,5—2,5 кН, а по некоторым данным до 3,6 кН) перестановочные усилия и обеспечивает перемещение золотника на 25 мм за 0,06—0,1 с. Независимость перестановочного усилия ЭМП от значения входного сигнала дала возможность решить трудную задачу существенного снижения нечувствительности главных сервомоторов, особенно актуальную в системах регулирования с водой в качестве рабочего тела.

Характеристики САР соответствуют важнейшему требованию Международной электротехнической комиссии (МЭК): нечувствительность — не более 0,04 % (1,2 мин$^{-1}$), что при степени неравномерности 4,5 % определяет эффективное участие турбины в первичном регулировании частоты.

Кроме того, САР обеспечивает:

- поддержание либо ограничение с точностью не ниже 1 % активной мощности генератора, или заданных положений сер-

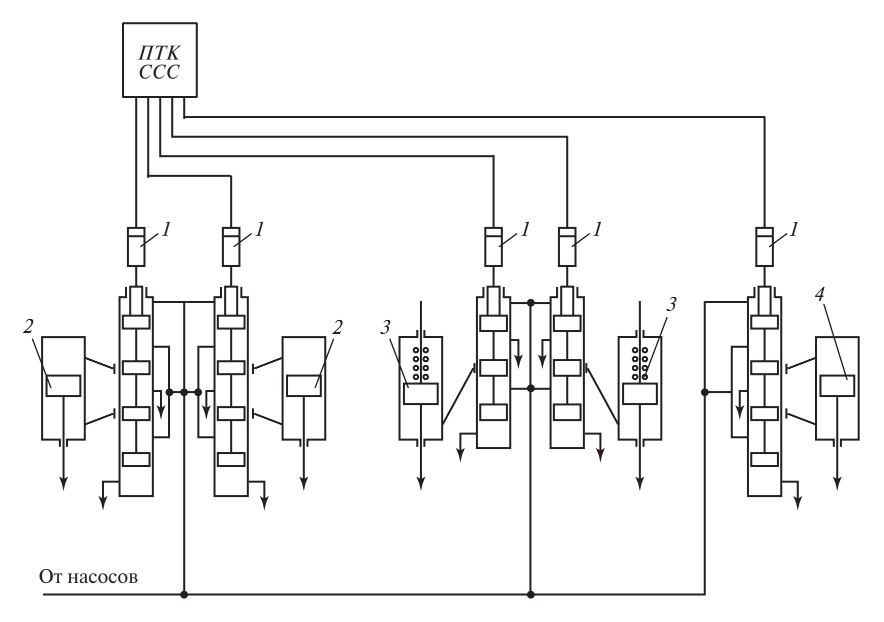


Рис. 15.14. Принципиальная схема модернизированной системы регулирования турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — электромеханические преобразователи; *2* — сервомоторы ЧВД; *3* — сервомоторы ЧСД; *4* — сервомотор ЧНД

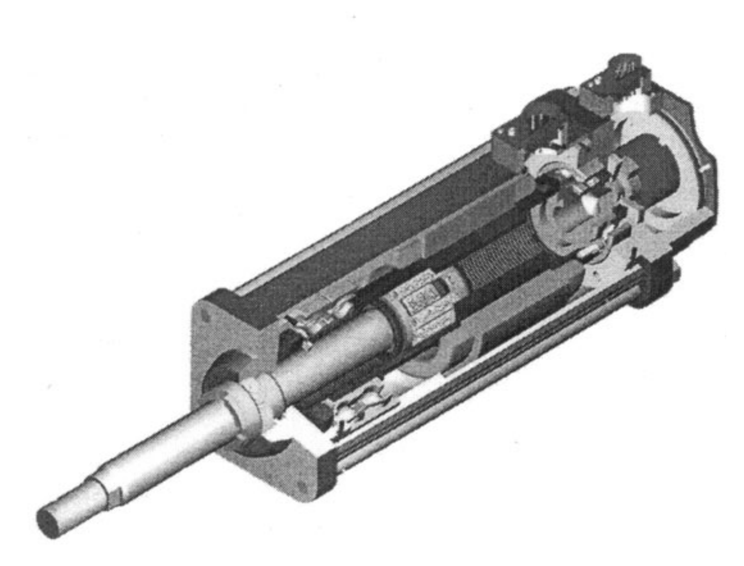


Рис. 15.15. Электромеханический преобразователь

вомоторов регулирующих клапанов, или давления в камере регулирующей ступени с коррекцией по частоте вращения;

- точное поддержание давления в камере регулируемого отбора и его ограничение с автоматической коррекцией по режиму работы (степень нечувствительности регулирования давления в отборе не выше 1 %);
- точное поддержание температуры прямой сетевой воды или тепловой нагрузки турбины;
- эффективное регулирование и ограничение давления свежего пара перед стопорными клапанами турбины;
- безударный переход под нагрузкой от связанного регулирования к частично связанному или несвязанному и обратно.

Высокое быстродействие микропроцессорной части контура регулирования частоты вращения (0,005 с) и ЭМП (0,06—0,1 с на полный ход отсечного золотника) определило противоразгонную защиту турбины ее системой регулирования, которая не допускает срабатывания автомата безопасности при сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети. Этому также способствует приоритет регулятора частоты вращения, к которому переходят управляющие функции, в каком бы режиме до этого не работала система регулирования, при повышении частоты вращения на заранее заданное значение, например на 0,2—0,3 %. Имеющийся в составе системы регулирования блок релейной форсировки включается при определенном сочетании частоты вращения и углового ускорения ротора, а также при срабатывании защиты на отключение генератора от сети.

Быстродействие САР повысило эффективность отработки аналоговых и дискретных сигналов противоаварийной автоматики энергосистемы на импульсную разгрузку и/или ограничение мощности турбины. При необходимости быстрого увеличения электрической нагрузки оно может быть достигнуто кратковременным ограничением расхода отбираемого пара воздействием на органы парораспределения турбины.

В САР предусмотрены компенсация инерционности тракта промперегрева при росте мощности турбины, вызванном быстрым снижением частоты сети, а также компенсация отрицательного влияния сниженного давления свежего пара на маневренные

характеристики турбины при работе со скользящим давлением.

В САР есть возможность реализовать алгоритмы:

- испытаний плотности клапанов с учетом давления пара;
- автоматической записи кривой выбега ротора с поправкой на вакуум;
- вычисления работы «пролетного пара» при паровом сбросе нагрузки без отключения генератора от сети;
- линеаризации расходных характеристик парораспределения;
- регистрации параметров, необходимых для построения статической характеристики, и др.

В САР реализована самодиагностика ее микропроцессорной части (до уровня сменного модуля ПТК), принципиально возможно осуществление диагностики парораспределения и сервомоторов.

Для повышения надежности противоразгонной защиты турбины она дополнена троированным электронным автоматом безопасности, измерительными элементами которого являются датчики частоты вращения, а исполнительным — электромагнит с золотником, включенным параллельно золотникам механического автомата безопасности. Электронный автомат безопасности предоставляет возможность поочередной проверки цепей защиты от разгона без повышения частоты вращения.

Следует добавить, что в результате существенного упрощения гидравлической части системы регулирования, обусловленного отказом от большинства ее элементов, устранены внутренние помехи, связанные с пульсациями давления за насосами регулирования и особенно за импеллером, а также с вращением золотников, взаимным влиянием силовых и управляющих гидравлических линий и др. Несколько снизились требования к фильтрации рабочей жидкости, упростился ремонт гидравлической части САР.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В каких целях в теплофикационных турбинах применяется ступенчатый подогрев сетевой воды?
2. Почему в турбинах со ступенчатым подогревом сетевой воды давление пара одновременно можно регулировать только в одном отборе — верхнем или нижнем?
3. Почему в турбине с регулируемым отбором пара даже при работе с максимальной тепловой нагрузкой нельзя полностью прекратить пропуск пара в ЧНД?
4. Какие особенности современных мощных теплофикационных турбин оказывают существенное влияние на проектирование их систем регулирования?
5. Что принимается за основу при разработке унифицированных систем регулирования теплофикационных турбин различных типов?
6. Почему работоспособная гидромеханическая САР теплофикационной турбины может быть создана только на базе гидравлических связей?
7. Укажите основные достоинства гидравлических связей.
8. В чем заключается основное преимущество линейности связей между регуляторами и сервомоторами и как она достигается в системах регулирования турбин ТМЗ?
9. Какие преимущества имеет установка регулируемых дросселей как на подводе рабочей жидкости в импульсную линию, так и на сливе из нее?
10. Почему перестановочные усилия промежуточных сервомоторов относятся к числу важнейших характеристик гидромеханических систем регулирования?
11. Как повышается чувствительность промежуточных сервомоторов?
12. В чем заключается унификация регуляторов частоты вращения и давления в системах регулирования теплофикационных турбин ТМЗ?
13. Почему в системах регулирования теплофикационных турбин широко применяются изодромные регуляторы давления?
14. Как в системе регулирования турбины типа Т достигаются связность и автономность регулирования?

15. Чем определяются давления в импульсных линиях на установившихся режимах?
16. Как выполнены задатчики регулятора частоты вращения (МУТ) и регуляторов давлений в отборах турбины типа ПТ?
17. Поясните принцип действия изодромного устройства регулятора давления.
18. Чем определяется статическая (остаточная) степень неравномерности регулирования давления в отборе?
19. Что предусмотрено в системах регулирования турбин ТМЗ типов ПТ и Т для удержания турбины на холостом ходу после сброса нагрузки с отключением генератора от сети?
20. Как турбина типа Т переводится на режим работы с противодавлением? Зачем при этом параллельно импульсной линии B подключается дополнительная линия B_1?
21. Чем обеспечено выполнение регулятором частоты вращения турбины с противодавлением защитных функций при сбросах нагрузки несмотря на противодействие регулятора противодавления?
22. Чем обусловлен переход от гидромеханической к электрогидравлической связанной системе регулирования теплофикационных турбин?
23. Перечислите контуры регулирования ЭГСР турбины типа Т. Какие режимы работы турбины она обеспечивает?
24. Почему при сбросе нагрузки и на холостом ходу ЭЧСР отключается по сигналу от блок-контактов выключателя генератора? Когда ЭЧСР вновь вводится в работу?
25. Почему применение электронного ПИ-регулятора мощности турбины существенно уменьшает нечувствительность регулирования?
26. Зачем в контур регулирования мощности вводится импульс по давлению свежего пара?
27. Какие функции в контуре регулирования теплофикационных отборов выполняют параллельно включенные быстродействующий гидравлический П-регулятор давления и медленнодействующий электронный ПИ-регулятор отборов?
28. Как регулируется температура сетевой или подпиточной воды во встроенном пучке конденсатора?
29. В чем заключается особенность электрогидравлической несвязанной статически автономной системы регулирования теплофикационных турбин ТМЗ?
30. Какие требуются переключения в системе регулирования при работе на разных режимах?
31. Какая проблема кардинально решается применением воды в качестве рабочей жидкости в системах регулирования и защиты турбины?
32. Зачем в системе регулирования турбины Т-250/300-240 ТМЗ наряду с электронным регулятором тепловых нагрузок сохранен мембранно-ленточный гидравлический регулятор давления?
33. Какие законы регулирования реализованы в контурах регулирования частоты вращения и отборов?
34. Какие контуры регулирования находятся в работе при пуске турбины, на конденсационных режимах без отбора и с отбором, при работе по тепловому графику (с противодавлением)?
35. Какие функции в системе регулирования выполняет блок регуляторов?
36. Зачем в регуляторе частоты вращения применено сильфонное разгрузочное устройство?
37. Как и в каких целях статическая характеристика регулирования частоты вращения разделяется на участки с разной местной степенью неравномерности?
38. Зачем окна в золотнике регулятора частоты вращения, управляющие промежуточным золотником, в нижней своей части выполнены расширяющимися?
39. Для чего применено кольцевое сопло регулятора давления?
40. Почему сервомотор ЧСД в отличие от сервомоторов ЧВД и ЧНД выполнен односторонним?
41. Что предусмотрено для ослабления удара поршней сервомоторов ЧВД и ЧНД в крышки корпусов, а сервомотора ЧСД — в седло клапана?
42. Под действием каких сил все регулирующие клапаны турбины закрываются при прекращении подачи воды в систему регулирования?

43. Почему необходимо расхаживать сервомотор ЧСД?
44. Зачем регулирующие поршеньки отсечных золотников сервомоторов выполнены с перекрышами, в пределах которых сделаны узкие пропилы?
45. Почему поршень сервомотора ЧВД выполнен дифференциальным с очень большой разницей площадей на сторонах открытия и закрытия?
46. Как посредством ступенчатого изменения коэффициента самовыключения промежуточного сервомотора ускоряется движение сервомотора ЧВД на закрытие при сбросе нагрузки?
47. Что еще предусмотрено для ускорения закрытия сервомоторов ЧСД и ЧНД при быстром повышении частоты вращения?
48. Какие изменения внесены в штатную систему регулирования турбины Т-250/300-240 при ее кардинальной модернизации и переходе к цифровому управлению на базе микропроцессорной техники?
49. Как в модернизированной САР осуществлен привод отсечных золотников главных сервомоторов?
50. Что обеспечивает модернизированная САР?
51. Какие возможности предоставляет троированный электронный автомат безопасности?

Глава шестнадцатая

ЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БЛОКОВ ТЭС И АЭС

16.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ЗАЩИТАМ ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС И АЭС

В нормальных эксплуатационных режимах управление основным оборудованием блока ТЭС или АЭС осуществляется его подсистемой автоматического регулирования, обеспечивающей выработку блоком требуемой мощности при сохранении основных параметров технологического процесса в заданных пределах.

При пуске и плановом останове блока действуют оперативный персонал и пусковая автоматика, входящая в состав подсистемы автоматического управления.

При существенных нарушениях нормальной работы блока, вызванных неисправностями отдельных устройств, выходом из строя основного или вспомогательного оборудования, ошибочными действиями оперативного персонала и другими причинами, может возникнуть аварийная или близкая к ней обстановка, когда требуется предотвратить повреждение оборудования, приводящее в ряде случаев к катастрофическим последствиям. Для этого необходимо быстро и в определенной последовательности осуществить переключения в тепловой схеме блока, отключить некоторые агрегаты, включить резервное оборудование, выполнить некоторые другие операции. В такой экстремальной обстановке ни быстрота, ни правильность действий даже подготовленного персонала не могут быть гарантированы, а чаще всего просто невозможны. Поэтому управление оборудованием блока в таких режимах осуществляется *автоматическими устройствами технологических защит и блокировок*.

Общеблочные устройства защит действуют на все основное оборудование блока, локальные — только на отдельные его агрегаты.

Действия *технологических защит* могут вызвать:

- отключение некоторых агрегатов или полный останов блока;
- снижение нагрузки блока;
- выполнение локальных операций, предотвращающих возникновение или развитие аварийного режима.

Блокировки исключают ошибочные действия оперативного персонала, осуществляют в заданной последовательности переключения в тепловой схеме блока, автоматически включают резервные агрегаты, обеспечивают одновременное управление группой механизмов и др.

Дискретная информация, используемая в устройствах технологических защит и блокировок, поступает из подсистемы технологического контроля (контактные устройства приборов, аналого-дискретные преобразователи и пр.) и других подсистем (концевые выключатели задвижек, блок-контакты пусковых устройств электродвигателей механизмов и т.п.). Поступающая дискретная информация обрабатывается логической системой, которая обеспечивает необходимую программу управления оборудованием.

Важнейшим требованием, предъявляемым к устройствам технологических защит и блокировок, является *надежность действия*, определяемая как по отказам в работе, так и по ложным срабатываниям.

Основными способами повышения надежности системы защиты являются совершенствование ее компонентов и при-

менение нескольких каналов защиты. Схема их включения выбирается в зависимости от последствий, к которым может привести отказ или ложное срабатывание защиты.

Наиболее простой является схема «один из одного», использующая один прибор или устройство, срабатывающее при достижении контролируемым параметром заданной уставки. Отказ в работе или ложное срабатывание защиты, выполненной по этой схеме, в основном определяется надежностью прибора. Поэтому в ней обычно применяются достаточно надежные специальные приборы. Для защит, отказ в работе которых грозит тяжелыми повреждениями оборудования, а значит, и убытками более значительными, чем при ложном срабатывании, таких как, например, защиты от недопустимых осевого сдвига ротора и снижения вакуума в конденсаторе, надежность элементов (реле осевого сдвига, вакуум-реле) должна быть особенно высока именно в отношении отказов.

По схеме «один из одного» выполняются блокировки и локальные защиты, действие которых предотвращает возникновение аварийного режима (подхват факела в топочной камере котла, включение резервных механизмов и др.), а ложное срабатывание не влечет за собой останова блока или даже снижения его нагрузки.

В тех случаях, когда безопасность оборудования в значительной мере обеспечивается безотказностью защиты, а ложные срабатывания либо маловероятны, либо не ведут к тяжелым последствиям, наиболее предпочтительной является схема «один из двух», в которой устройства с одинаковой уставкой срабатывания включены параллельно (схема «ИЛИ»). Так выполняются, в частности, защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения, защита котла от недопустимого повышения давления свежего пара и др.

Наименьшая вероятность ложных срабатываний достигается в схеме «два из двух», когда устройства включаются последовательно (схема «И»). Она чаще всего применяется для защит, действующих на снижение нагрузки блока или его останов. В этом случае частые ложные срабатывания защит приводят к неоправданным отключениям оборудования или к его необоснованным разгрузкам, что может осложнить работу энергосистемы или привести к значительным убыткам, вызванным недоотпуском электроэнергии потребителям.

По схеме «два из двух» выполняются многие защиты котла, причем чаще всего уставки срабатывания обоих устройств принимаются одинаковыми, как, например, в защитах по прекращению питания котла водой, по повышению и понижению температуры свежего и вторично перегретого пара, по отклонению уровня воды в барабане котла, по снижению давления газообразного топлива перед горелками и др.

Уменьшение вероятности ложных срабатываний защит, построенных по схеме «два из двух», связано с заметным повышением вероятности отказов в работе. Эксплуатационные характеристики надежности схемы «два из двух» могут быть улучшены, если предусмотреть подачу на щит управления светозвукового сигнала при срабатывании любого из двух устройств, если второе устройство при этом отказало. Это делается для того, чтобы оперативный персонал, извещенный об аварийном отклонении контролируемого параметра, мог своевременно принять меры по защите оборудования и по ремонту или замене неисправного устройства.

Иногда устройства в схеме «два из двух» настраиваются на разные уставки. При достижении контролируемым параметром первой уставки осуществляются некоторые локальные операции, и лишь при достижении второй уставки выдается команда на аварийный останов оборудования или блока в целом. Так выполняются,

например, защиты по погасанию факела в топке котла (первая уставка — подхват факела, вторая уставка — останов блока).

Наиболее универсальной, обеспечивающей высокую надежность как по правильным, так и по ложным срабатываниям, является схема «два из трех». Она дает возможность проводить проверку аппаратуры на работающем оборудовании без отключения защит и обеспечивает наивысшую живучесть в аварийных ситуациях. Поэтому эта схема получила наибольшее распространение на АЭС и все шире применяется на ТЭС.

Схемы защит при их срабатывании должны обеспечить *одностороннее воздействие на оборудование*, не восстанавливающее его исходное состояние после устранения причин, вызвавших срабатывание защиты. Этим предотвращается возможное повторение аварийной ситуации, так как причина, вызвавшая срабатывание защиты, может исчезнуть с отключением оборудования. Ввод оборудования в работу после действия защит осуществляется оперативным персоналом или под его контролем после выяснения и устранения причин срабатывания защиты и при уверенности в безопасности пуска.

При срабатывании защиты должна быть обеспечена *полная отработка алгоритма*, заложенного в ее устройство. Это гарантирует выполнение всех команд защиты даже в том случае, если после начала ее действия исчезла причина, вызвавшая срабатывание защиты. Кроме того, этим исключается возможность вмешательства оперативного персонала в работу защиты, которое может быть ошибочным. Действие защиты должно сохраняться на время, достаточное для выполнения наиболее длительной операции по управлению. Срабатывание защиты сопровождается светозвуковой сигнализацией. Алгоритмы защит разрабатываются по техническим условиям заводов-изготовителей технологического оборудования.

При одновременном срабатывании нескольких защит, вызывающих разную степень разгрузки блока, должны выполняться только те операции, которые определяются защитой, *вызывающей наибольшую разгрузку*. Этим обеспечивается однозначность действия защит и исключается возможность подачи противоречивых команд.

Часто работа одной из защит вызывает срабатывание других защит (например, при останове котла по любой причине гаснет факел, прекращается подача питательной воды в котел, снижается температура свежего пара и др.). Для проведения в дальнейшем детального анализа протекания аварии необходимо, чтобы схемами защит была обеспечена однозначная *фиксация первопричины* срабатывания защиты и была выдана информация о последовательности срабатывания защит.

При пуске блока некоторые его параметры (вакуум в конденсаторе, давление и температура свежего пара и др.) оказываются ниже аварийных уставок, что при включенных защитах делает пуск невозможным. Поэтому схемами защит должна быть предоставлена возможность *отключения защит, препятствующих пуску*, или автоматического изменения аварийных уставок. В современных АСУ ТП предусматривается возможность автоматического ввода (вывода) защит при появлении (исчезновении) технологических условий для их правильного функционирования.

Должна предусматриваться *возможность проверки защит* как на остановленном, так и на действующем оборудовании. Многоканальные защиты проверяются по каждому каналу. Если опробование защит проводится на работающем блоке, защитные функции должны быть сохранены, хотя и несколько сниженными.

Поскольку защиты вступают в работу тогда, когда система регулирования и оперативный персонал не сумели обеспечить безопасную работу оборудования, *действию защит предоставляется высший*

приоритет по отношению к действиям оператора и остальной автоматики. Это означает, что при поступлении двух противоречащих команд всегда выполняется команда защиты.

Должна быть исключена возможность отключения защит оператором. Отключение активного действия защит и вывод их на сигнал должны осуществляться неоперативными средствами раздельно для каждой защиты. Изменение состояния защиты («введена», «выведена») сопровождается предупредительной сигнализацией и регистрируется.

Особое внимание уделяется надежности питания схем защит. Напряжение переменного тока подводится независимыми кабелями от разных фидеров, а для питания постоянным током используется блочная аккумуляторная батарея как наиболее надежный источник.

16.2. ЗАЩИТА ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС

В зависимости от причины, вызвавшей срабатывание защиты, ее действие может привести:

- к останову блока;
- переводу блока на холостой ход;
- снижению нагрузки блока;
- включению или отключению вспомогательных механизмов.

Ограничимся рассмотрением защит, приводящих к останову блока, обусловленному, как правило, причинами, требующими отключения основного оборудования блока — котла или турбины.

16.2.1. Аварийная защита котлов

К аварийному останову котла приводят нарушение режима работы его пароводяного тракта, прекращение подачи в котел топлива или погасание факела, отключение вспомогательного оборудования, без которого работа котла невозможна, а также аварийный останов блока (рис. 16.1). Некоторые аварийные защиты действуют с выдержкой времени τ, исключающей преждевременный необоснованный останов котла.

Защита по прекращению поступления в котел питательной воды выполняется по схеме «два из двух». В качестве сигнала, подтверждающего необходимость действия защиты, может служить резкое снижение давления за РПК. Защита действует с выдержкой времени 20 с, необходимой для включения питательных электронасосов (ПЭН) системой АВР.

По этой же схеме выполняется *защита по разрыву труб водяного экономайзера*, что, кроме значительных потерь питательной воды, может привести к нарушению режима работы испарительного тракта и повышению в нем температуры пара. Защита срабатывает по разности расходов воды на входе и выходе водяного экономайзера. Выдержка времени учитывает возможность возникновения кратковременного небаланса расходов, вызванного резким изменением режима работы котла.

Аналогично выполняется *защита по прекращению расхода пара через промежуточный пароперегреватель*.

Защита по понижению давления перед встроенной задвижкой выполняется по схеме «два из двух» и не допускает работу котла с давлением среды в зоне парообразования ниже критического. При отключении котла от турбины и переводе его на растопочную нагрузку защита также должна отключаться, так как она приведет к останову котла.

Предохранение котла от недопустимого возрастания давления в пароводяном тракте осуществляется *защитой по повышению давления перед встроенной задвижкой*. Эта защита выполняется по схеме «один из двух».

При сжигании твердого и жидкого топлива, когда возможен контроль яркости пламени в топке, выполняется *защита по погасанию факела*. Специальный прибор реагирует на потускнение факела (первая ступень) и его погасание (вторая ступень).

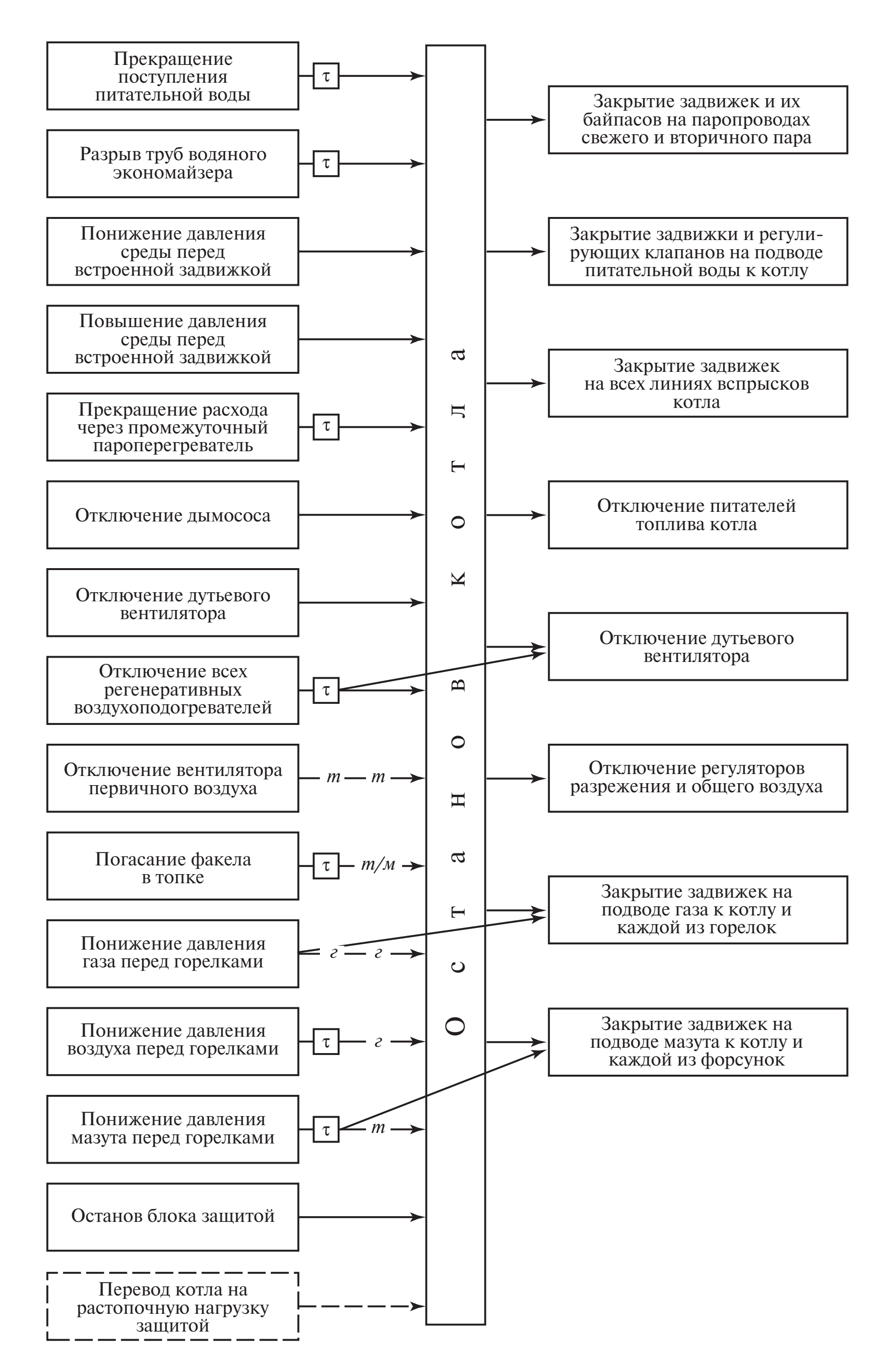


Рис. 16.1. Структурная схема аварийных защит котла, действующих на его останов:

—*т*— — действие только при сжигании твердого топлива; —*г*— — действие только при сжигании газа; —*м*— — действие только при сжигании мазута

В пылеугольных котлах первая ступень защиты включает мазутные горелки подхвата факела и сигнализирует о его потускнении. При сжигании мазута действие первой ступени защиты предусматривает только подачу сигнала. При дальнейшем снижении яркости факела подается команда на аварийный останов котла с выдержкой времени 9 с, достаточной для исключения неоправданного останова котла из-за кратковременного перерыва в подаче топлива и сохраняющей возможность безопасного повторного зажигания факела за счет теплоты, аккумулированной в топке.

При сжигании газа или мазута предусматривается останов котла *защитой по понижению давления топлива перед горелками*. Защита отключает подачу топлива в котел, чем предотвращается возникновение аварийной ситуации в случае, когда это топливо использовалось для подсветки пылеугольного факела.

На останов котла с выдержкой времени 9 с действует также *защита по понижению давления воздуха*, поступающего к газовым горелкам. Выполненная по схеме «два из двух» эта защита отключает котел при возникновении условий погасания факела. Выдержка времени учитывает возможность кратковременного падения давления воздуха из-за уменьшения подачи дутьевого вентилятора, вызванного снижением напряжения на шинах собственных нужд.

К аварийному останову котла приводит отключение вспомогательного оборудования, без которого работа котла невозможна: дымососа; дутьевого вентилятора; вентилятора первичного воздуха (на пылеугольных котлах); всех регенеративных воздухоподогревателей. Сигнал отключения поступает от блок-контакта выключателя электропривода механизма.

При аварийном останове котла он отключается от турбины закрытием главных паровых задвижек и их байпасов на паропроводах свежего и вторично перегретого пара, прекращается подача в котел всех видов топлива и питательной воды, в том числе и на впрыски, отключаются регуляторы разрежения в топке и подачи общего воздуха, чем фиксируются положения направляющих аппаратов дымососа и дутьевого вентилятора. Последнее необходимо для обеспечения интенсивной вентиляции топки после останова котла при сжигании в нем газа или мазута.

16.2.2. Аварийная защита турбин

Состав аварийных защит турбин блоков ТЭС и АЭС имеет много общего и будет подробно обсужден в § 16.3 применительно к влажно-паровой турбине К-1000-5,9/25-2. Здесь же на примере унифицированной системы защиты конденсационных турбин большой мощности ЛМЗ уделим особое внимание важнейшей защите турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Система защиты, представленная на рис. 16.2, аварийно останавливает турбину:

- при повышении частоты вращения ротора турбины до уставки срабатывания автомата безопасности, т.е. до $n = (1,11\ldots1,12)n_0$ (*центробежный автомат безопасности*);
- при отказе автомата безопасности и повышении частоты вращения ротора примерно до $n = 1,14n_0$ (*дополнительная защита* в блоке золотников регулятора частоты вращения);
- при недопустимых
  - ✦ осевом сдвиге ротора;
  - ✦ изменении положения роторов относительно цилиндров;
  - ✦ повышении давления (ухудшении вакуума) в конденсаторе;
  - ✦ падении давления масла в системе смазки;
  - ✦ понижении температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева;
- при внезапном повышении вибрации турбоагрегата;

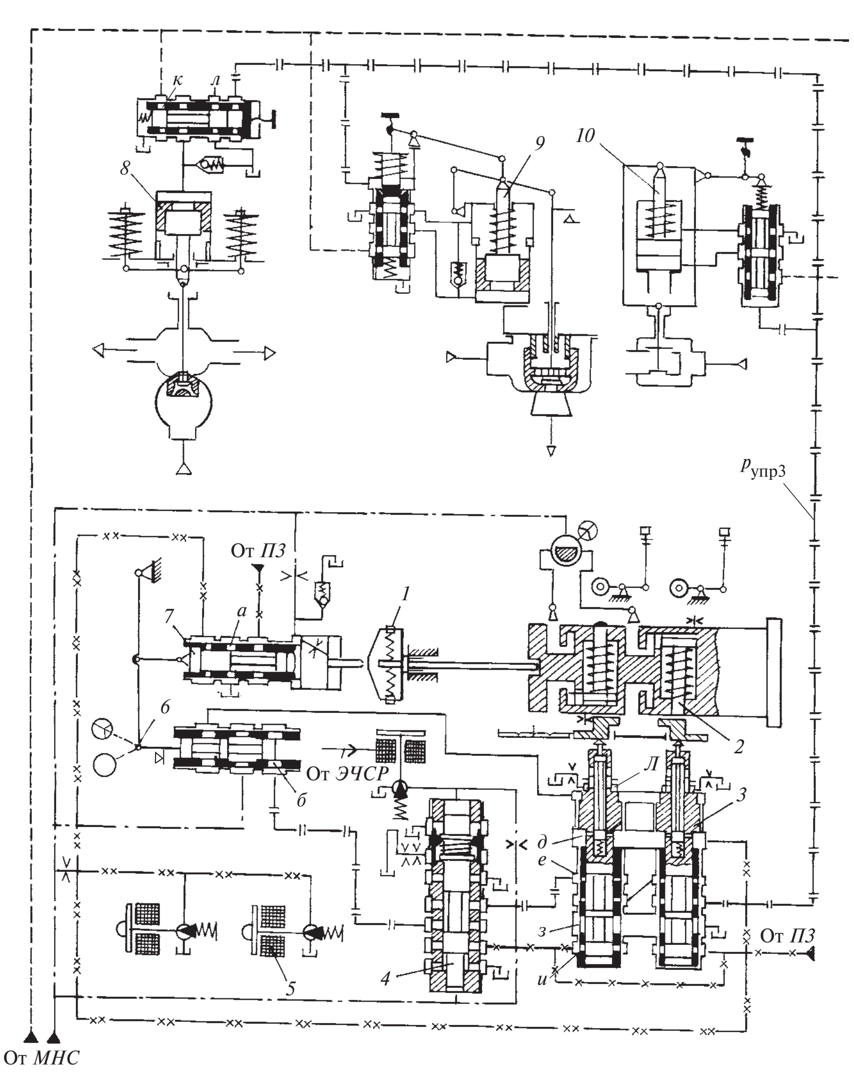


Рис. 16.2. Система защиты мощных паровых турбин ЛМЗ:

1 — регулятор частоты вращения; *2* — автомат безопасности; *3* — золотник автомата безопасности; *4* — золотник предварительной защиты; *5* — электромагнитный выключатель; *6* — МУТ; *7* — блок золотников регулятора частоты вращения; *8* — сервомотор стопорного клапана ЦВД; *9* — сервомотор стопорного клапана ЦСД; *10* — сервомотор стопорного клапана отбора

- при дистанционном или ручном отключении турбины;
- при останове блока и др. (*электромагнитные выключатели*).

Во всех случаях срабатывания защиты перемещаются вниз золотники автомата безопасности *3*, что вызывает быстрое закрытие стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД, а также стопорных клапанов на паропроводах между ЦСД турбины и объектами, имеющими резервное питание от посторонних источников пара. Кроме того, быстро открываются сбросные клапаны на линиях между горячими нит-

ками промперегрева и конденсатором. Для открытия сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов после срабатывания системы защиты необходимо воздействовать на золотник управления блока золотников регулятора частоты вращения.

Особняком стоит *предварительная защита*, действующая при сбросе нагрузки с отключением генератора от сети, отягощенном отказом системы регулирования. После срабатывания золотника предварительной защиты *4* сервомоторы регулирующих и стопорных клапанов ЦВД и ЦСД, а также стопорных клапанов на паропроводах, связанных с подводом пара от постороннего источника, остаются закрытыми, а сбросных клапанов — открытыми до тех пор, пока действует сигнал предварительной защиты. Затем золотник предварительной защиты, а за ним и сервомоторы автоматически возвращаются в исходные положения в определенной последовательности.

Из всех защит турбины самой ответственной является защита от разгона, т.е. от недопустимого повышения частоты вращения. Это связано с тем, что разрушение турбины центробежными силами является одной из тяжелейших аварий на электростанции, влекущей за собой полный выход из строя оборудования, серьезные повреждения здания и другие тяжелые последствия.

Следует подчеркнуть, что безопасность турбины при значительном повышении частоты вращения обеспечивается двумя независимыми системами — регулирования и защиты. Правильно спроектированная и нормально функционирующая система регулирования турбины должна обладать таким быстродействием, чтобы в соответствии с ГОСТ 24278—89 «удержать частоту вращения ниже уровня настройки срабатывания автомата безопасности при мгновенном сбросе до нуля нагрузки (в том числе при отключении генератора от сети), соответствующей максимальному расходу пара при номинальных его параметрах». Другими словами, система регулирования после сброса нагрузки должна перевести турбину на холостой ход, не допустив ее отключения системой защиты от разгона.

Важно отметить, что *системы регулирования и защиты действуют совершенно независимо одна от другой* — от измерителей частоты вращения (регулятор частоты вращения и автомат безопасности) до парозапорных органов (регулирующие и стопорные клапаны).

Большим преимуществом системы регулирования как первой линии защиты является возможность непрерывного контроля ее функционирования в процессе нормальной эксплуатации. Вместе с тем безопасность турбоагрегата должна быть обеспечена и в самом неблагоприятном случае полного отказа системы регулирования, когда после сброса нагрузки регулирующие клапаны остаются максимально открытыми. Это и есть основная задача собственно защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Следует отметить, что при полном отказе системы регулирования при сбросе нагрузки в момент срабатывания автомата безопасности в турбину будет поступать максимальный расход пара и во всех ее ступенях будет максимальное давление. После срабатывания автомата безопасности частота вращения еще заметно увеличится из-за расширения пара, поступающего в турбину в процессе закрытия стопорных клапанов, а также аккумулированного в промежуточных емкостях турбины. Для современных турбин сверхкритических параметров пара это дополнительное повышение частоты вращения составляет 5—7 % номинальной. Таким образом, максимальное значение частоты вращения после сброса полной нагрузки может достигнуть $(1{,}16...1{,}19)n_0$, т.е. вплотную подойти к так называемой *освобождающей частоте вращения*, выбираемой на уровне приблизительно $1{,}20n_0$. Именно этим обстоятельством и объясняется выбор уровня настройки срабатывания автомата безопас-

ности при n = $(1{,}10\ldots1{,}12)n_0$. Снижение этого уровня уменьшает максимальное значение частоты вращения в переходном процессе, но делает затруднительным удержание турбины на холостом ходу системой регулирования. Срабатывание же автомата безопасности при сбросе нагрузки не позволяет судить о динамических качествах системы регулирования, об их изменении в процессе эксплуатации, что снижает ее надежность как первой линии защиты турбины от разгона.

Рассмотрим работу основных элементов системы защиты турбины.

Автомат безопасности. В отличие от регулятора частоты вращения, поддерживающего режим нормальной работы, *автомат безопасности* дает команду на закрытие парозапорных органов и, так же как и стопорный клапан, имеет только два рабочих положения: «включено-выключено». Назначение автомата безопасности определило выбор неустойчивого регулятора частоты вращения как наиболее подходящей его конструкции.

Автомат безопасности расположен на переднем конце вала турбины. Центр массы каждого из его бойков смещен относительно оси ротора в направлении возможного движения бойка. Благодаря этому при вращении на боек действует центробежная сила, стремящаяся преодолеть натяжение пружины, которое регулируется таким образом, чтобы срабатывание (выбивание) бойка, т.е. перемещение его до упора, происходило при частоте вращения $n = (1{,}11\ldots1{,}12)n_0$. Использование неустойчивого регулятора существенно повышает надежность защиты, ибо как только боек начинает двигаться, приращение центробежной силы превышает приращение натяжения пружины, что гарантирует его дальнейшее движение до упора.

Воздействие от сработавшего бойка на *золотники автомата безопасности* передается через рычаги, каждый из которых при нормальной работе одним своим концом опирается на колпачок импульсного золотника ЗАБ, а между другим концом и бойком имеется зазор около 1 мм. При срабатывании боек выбирает зазор и ударяет по рычагу, который поворачивается и смещает вниз импульсный золотник, вызывая этим опускание ЗАБ и закрытие сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов.

При нормальных эксплуатационных режимах элементы системы защиты неподвижны, и поэтому нет твердой уверенности в их надежной работе при возникновении аварийной ситуации. Отсюда вытекает необходимость периодической проверки работоспособности защиты по всем ее каналам — от первичных датчиков (автомата безопасности) до исполнительных механизмов (сервомоторов стопорных клапанов).

Наиболее надежной является проверка автомата безопасности повышением частоты вращения до уровня его срабатывания. Такая проверка по ПТЭ обязательна после разборки автомата безопасности, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки и после длительного простоя (более 1 мес). Для испытания турбина должна быть полностью разгружена и отключена от сети.

Хотя проверка защиты турбины разгоном проводится в условиях, максимально приближенных к тем, в которых она должна сработать, высокие напряжения в роторе от центробежных сил, возрастающие в процессе испытаний пропорционально квадрату частоты вращения, т.е. более чем на 20 %, отрицательно сказываются на надежности и сроке службы деталей ротора, ухудшают его вибрационное состояние. Поэтому ПТЭ допускают кроме упомянутых выше случаев проверку защиты без повышения частоты вращения. Она проводится на холостом ходу или даже под нагрузкой.

Для этого перед каждым бойком в корпусе автомата безопасности имеется камера, в которую специальным золотником через сопло подается масло, заполняю-

щее ее до перелива и поступающее во внутреннюю камеру с бойком и пружиной. На боек начинает действовать определенное по значению дополнительное усилие, совпадающее по направлению с центробежной силой. Под действием этих сил боек срабатывает при номинальной частоте вращения. После прекращения подачи масла камера дренируется через отверстие диаметром 1 мм и боек возвращается в исходное положение.

Для того чтобы иметь возможность испытать автомат безопасности под нагрузкой, необходимо, чтобы под действием пружины боек возвращался в исходное (рабочее) положение при частоте вращения, несколько большей номинальной.

Испытание бойков при работе турбины под нагрузкой ведется поочередно, для чего испытуемый боек отключается от системы защиты смещением рычага. На боек подается масло, он срабатывает и бьет мимо смещенного рычага. Во время испытания защита турбины от разгона осуществляется другим бойком.

После срабатывания боек вне зависимости от положения рычага ударяет по ободу колеса сигнального устройства. Рычаг, на котором закреплена ось этого колеса, поворачивается вокруг неподвижной оси и перемещает вверх сигнальный барабан соответствующего бойка. При этом откидывается флажок, который остается в этом положении и после посадки бойка, указывая, что данный боек сработал.

Золотники автомата безопасности. При нормальном эксплуатационном режиме давление в линии дополнительной защиты равно напорному и каждый золотник автомата безопасности прижат к верхнему упору, так как кольцевая площадка, на которую действует давление в линии дополнительной защиты, больше, чем та, на которую действует напорное давление. Давление в камере *Л* (см. рис. 16.2) при этом равно нулю, так как протечки масла в нее дренируются через дроссель.

При смещении вниз импульсного золотника выбившим бойком давление в линии дополнительной защиты падает, поскольку масло в нее подается через дроссельную шайбу. Под давлением напорного масла, по-прежнему действующего на верхнюю кольцевую площадку, золотник начинает двигаться вниз. Между крышкой и золотником возникает зазор, через который масло из напорной линии поступает в камеру *Л* и увеличивает силу, действующую на золотник сверху. Двигаясь вниз, золотник увлекает за собой импульсный золотник и конец рычага, прижатый к нему пружиной, что создает необходимый зазор между сработавшим бойком и рычагом.

Импульсный золотник под действием пружины закрывает сливные окна *д* и восстанавливает тем самым давление в линии дополнительной защиты, но ЗАБ не прекращает при этом своего движения вниз до упора, так как площадь, на которую теперь действует напорное давление, больше площади, на которую действует давление в линии дополнительной защиты.

При перемещении любого из ЗАБ на нижний упор:

- закрываются окна *е* и открываются окна *з*, что приводит к исчезновению давления в линии управления сервомоторами стопорных клапанов и к их закрытию;
- открываются окна *и*, что приводит к дополнительному расходу масла из проточной импульсной линии управления промежуточным золотником. Давление $p_{\text{упр1}}$ в этой линии падает, и сервомоторы регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД закрываются, а сервомоторы сбросных клапанов открываются.

Падение давления масла в линии дополнительной защиты из-за открытия слива золотником регулятора частоты вращения или любым из двух дублирующих друг друга золотников электромагнитных выключателей при воздействии вручную или от соленоидов при поступлении на них электрических сигналов приводит к тем же

результатам, что и при перемещении импульсных золотников под воздействием бойков автомата безопасности.

Для взвода ЗАБ необходимо снизить давление, действующее на его верхний торец. Для этого золотник управления перемещается на левый упор, чем прекращается подача масла к ЗАБ из напорной линии. Под действием давления в линии дополнительной защиты ЗАБ перемещается на свой верхний упор и ликвидирует зазор между золотником и крышкой, через который питается камера *Л*. Так как камера *Л* дренируется, то ЗАБ останется прижатым к верхнему упору и после того, как давление в линии от золотника управления снова станет равным напорному.

В положении ЗАБ на верхнем упоре сливные окна *з* и *и* закроются, но сервомоторы стопорных и регулирующих клапанов останутся закрытыми, так как в блоке золотников регулятора частоты вращения останется значительный слив масла через окна *а* и *б*. Взвести ЗАБ можно только после посадки бойков автомата безопасности.

Конструкция автомата безопасности и его золотников турбины К-800-240-5 показана на рис. 16.3.

Предварительная защита. Малые постоянные времени ротора современных мощных паровых турбин сверхкритических параметров пара и наличие паровых объемов приводят к тому, что *при сбросе полной нагрузки, осложненном отказом системы регулирования*, несмотря на срабатывание автомата безопасности при $n = (1{,}11\ldots$ $\ldots1{,}12)n_0$ максимальное динамическое повышение частоты вращения в переходном процессе может превысить значение $n =$ $= 1{,}20n_0$, на которое рассчитываются враща-

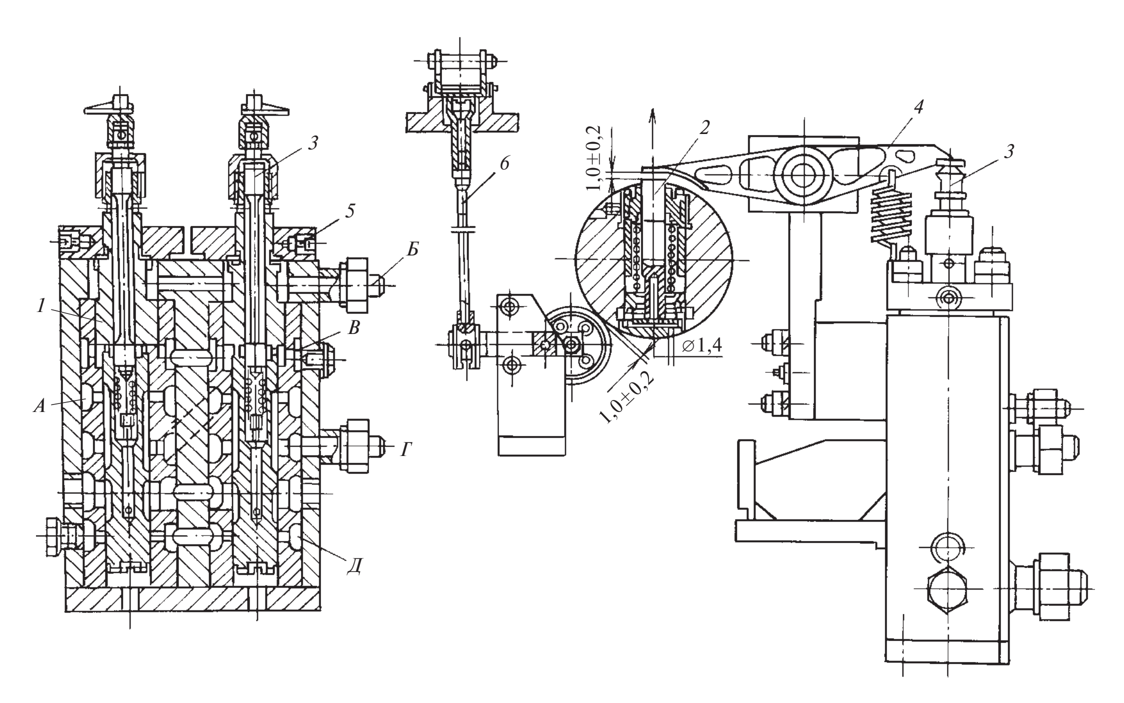


Рис. 16.3. Автомат безопасности и его золотники:

1 — золотник автомата безопасности; *2* — боек; *3* — импульсный золотник; *4* — рычаг; *5* — дроссель; *6* — сигнальное устройство; линии: *А* — от блока золотников регулятора частоты вращения; *Б* — взвода от ЗРЧВ; *В* — дополнительной защиты; *Г* — к сервомоторам стопорных клапанов; *Д* — от промежуточного золотника

ющиеся детали турбины. Такое повышение частоты вращения может иметь катастрофические последствия для всего валопровода турбины. Для его предотвращения ЛМЗ применяет систему противоразгонной защиты, названную *предварительной защитой*. Суть ее заключается в том, что во время переходного процесса контролируется работоспособность системы регулирования по значению линейной комбинации частоты вращения $\psi = n/n_0$ и ее первой производной $\dot{\psi} = d\psi/dt$. Если оно превысит пороговое значение, показанное на рис. 16.4, блок предварительной защиты подаст команду на закрытие сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов до срабатывания автомата безопасности. Так, если при нулевом ускорении ротора сигнал на закрытие клапанов подается при частоте вращения $n = 1{,}13n_0$, то при ускорении, соответствующем сбросу полной нагрузки, стопорные клапаны начнут закрываться уже при $n = 1{,}045n_0$, т.е. при n на 7 % номинальной частоты вращения меньше, чем при срабатывании автомата безопасности, настолько же снижая $n_{\text{макс}}$.

Как показано на рис. 12.23 и 16.2, предварительная защита через специальный электромагнитный выключатель воздействует на *золотник предварительной защиты* (рис. 16.5). На нормальных эксплуатационных режимах ЗПЗ находится на нижнем упоре, так как на его торцы действует напорное давление, но площадь верхнего торца примерно в 2 раза превышает площадь нижнего. При этом сливы из линий управления промежуточным золотником и сервомоторами стопорных клапанов закрыты, и давления в этих линиях определяются положением остальных элементов систем регулирования и защиты.

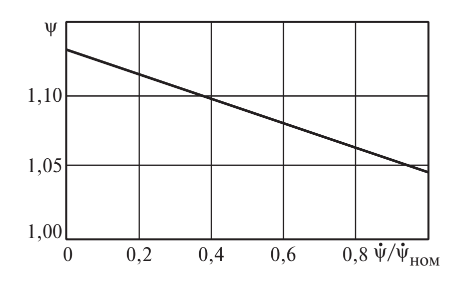


Рис. 16.4. Порог срабатывания дополнительной защиты

При подаче сигнала на электромагнитный выключатель предварительной защиты он открывает слив масла из камеры над верхним торцом ЗПЗ, куда оно подается через дроссель. Давление в этой камере падает, и ЗПЗ перемещается на верхний упор. Вслед за ним на свой верхний упор под действием пружины перемещается и демпфер. Упоры золотника и демпфера расположены так, что ход золотника превышает ход демпфера и в верхнем положении между ними образуется зазор.

При перемещении ЗПЗ в верхнее положение открывается слив масла из линий управления промежуточным золотником и сервомоторами стопорных клапанов, давления в них падают и сервомоторы всех клапанов закрываются, кроме сервомоторов сбросных клапанов, которые открываются.

При исчезновении сигнала к электромагнитному выключателю предварительной защиты он закрывает слив масла из камеры над ЗПЗ, который начинает перемещаться вниз. В пределах зазора между демпфером и золотником последний движется быстро, так как нет сил, препятствующих этому движению. Именно в этой зоне находится отсечная кромка золотника, изменяющая слив масла из линии управления стопорными клапанами. Поэтому давление в этой линии быстро восстанавливается и сервомоторы стопорных клапанов начинают двигаться на открытие.

Дальнейшее движение ЗПЗ в рабочее (нижнее) положение специально замедляется для того, чтобы сервомоторы успели открыть стопорные клапаны раньше, чем начнут открываться регулирующие. В про-

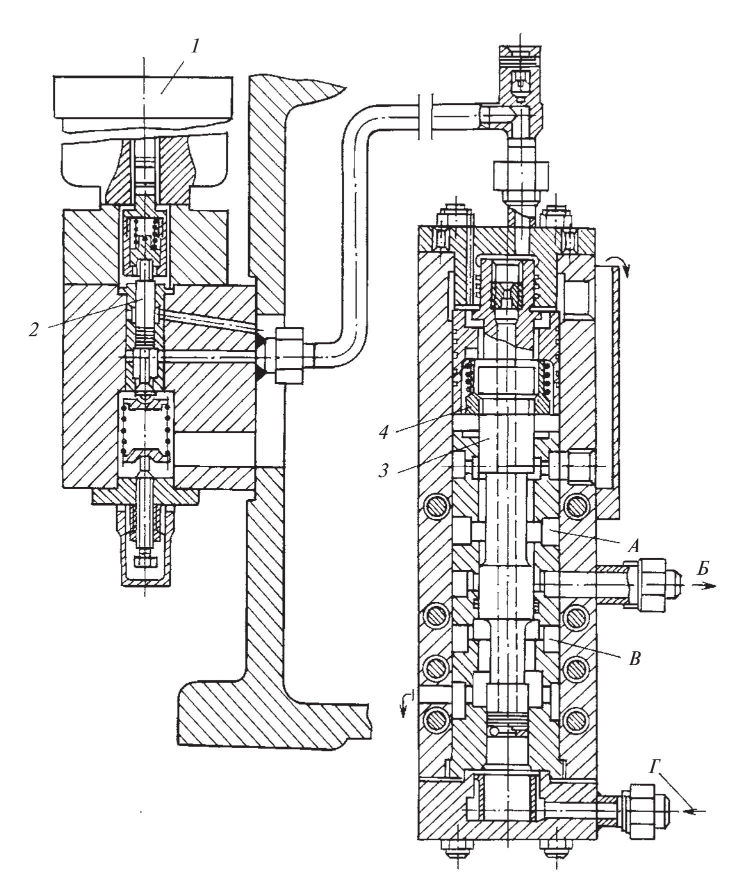


Рис. 16.5. Золотник предварительной защиты:

1 — электромагнит; *2* — золотник электромагнита; *3* — исполнительный золотник; *4* — демпфер; линии: *А* — к сервомоторам стопорных клапанов; *Б* — от блока ЗРЧВ; *В* — от промежуточного золотника; *Г* — напорная

тивном случае давление пара за стопорными клапанами снизится прежде, чем они откроются на значительную высоту, и усилия сервомоторов окажутся недостаточными для полного открытия клапанов. Замедление движения ЗПЗ достигается тем, что, пройдя зазор, золотник упирается в демпфер и начинает двигаться вместе с ним. Но камера под демпфером теперь оказывается замкнутой, и скорость движения золотника с демпфером определяется расходом масла через зазор между демпфером и корпусом. Этот зазор выбран таким, чтобы золотник проходил весь свой ход вниз примерно за 5 с.

Сервомоторы стопорных клапанов. Односторонние сервомоторы стопорных клапанов ЦВД (см. рис. 16.2), выполненные с телескопическими поршнями и без обратной связи с золотниками, предназначены для быстрого закрытия стопорных клапанов, прекращающих подвод свежего пара в турбину.

В полость под поршнем сервомотора масло из напорной линии поступает через окна *к*, а сливается через окна *л* в подвижной буксе. Слева на торец золотника действует пружина, а справа — давление масла $p_{\text{упр3}}$ в линии управления сервомоторами стопорных клапанов, идущей через

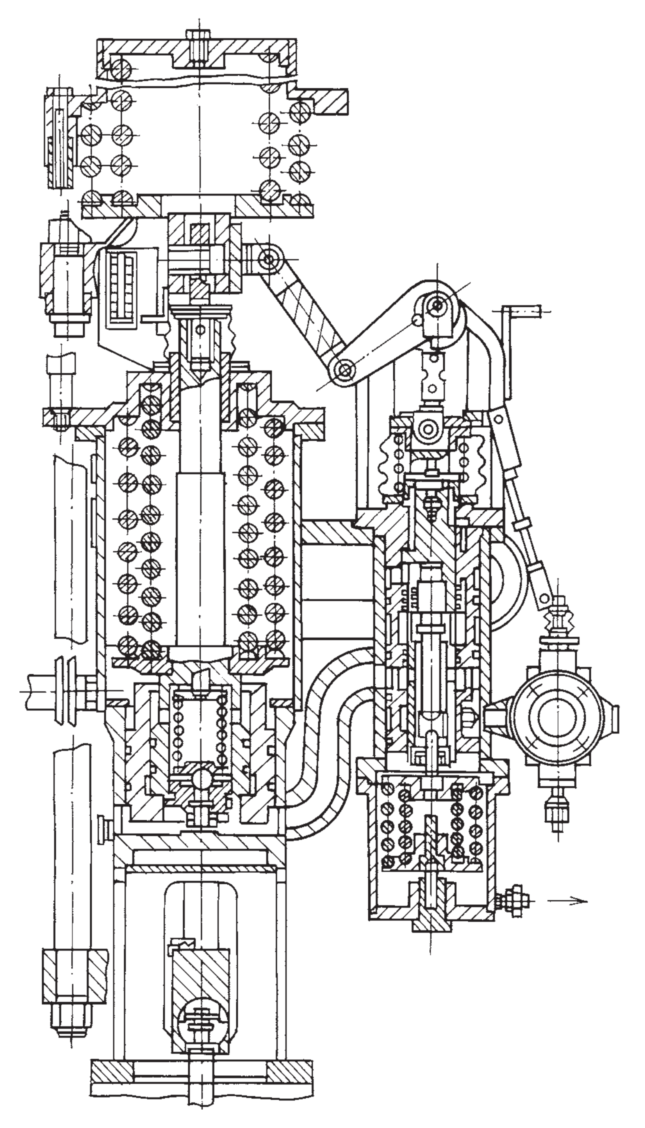


Рис. 16.6. Сервомотор стопорного клапана

золотники автомата безопасности от золотника управления.

При снижении давления $p_{\text{упр3}}$ золотник под действием пружины перемещается вправо и открывает окна *л*. Давление под поршнем сервомотора падает, и он под действием своих пружин идет вверх, закрывая стопорный клапан.

При повышении давления $p_{\text{упр3}}$ золотник смещается влево и открывает окна *к*, соединяя полость под поршнем с напорной линией. Давление в этой полости возрастает, и поршень идет вниз, сжимая пружины и открывая стопорный клапан.

Давление, при котором открывается (закрывается) сервомотор, определяется натягом пружин, действующих на золотник.

Перемещением подвижной буксы ручным механизмом расхаживания сервомотор стопорного клапана может быть переведен в любое положение, вплоть до полного закрытия.

Для предотвращения чрезмерного повышения давления над поршнем сервомотора при быстром закрытии стопорного клапана предусмотрен шариковый предохранительный клапан.

Сервомоторы стопорных клапанов могут быть выполнены с обратными связями со своими золотниками (рис. 16.6).

16.3. ЗАЩИТА ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС

16.3.1. Аварийная защита реакторов

Защиты блоков АЭС подразделяются на две основные группы, обеспечивающие:

- безопасность АЭС (защита реактора);
- сохранность оборудования (защита турбин, ГЦН, генератора и других агрегатов).

Наиболее ответственной является защита реактора. *При любых аварийных режимах на АЭС должна гарантироваться безопасная работа ядерной паропроизводящей установки*. Должно быть исключено серьезное повреждение (расплавление) тепловыделяющих элементов в активной зоне реактора, обеспечены локализация образующихся в реакторе радиоактивных продуктов и защита персонала АЭС, окружающего населения и внешней среды от радиоактивного воздействия.

Сигналы аварийной защиты дифференцируются по степени опасности последствий аварийного режима и вызывают действие защиты разной эффективности:

- падение стержней аварийной защиты и движение вниз всех регулирующих и компенсирующих органов до нижних предельных положений с максимальными скоростями (быстрая аварийная защита);
- движение вниз всех или некоторых аварийных, регулирующих и компенсирующих органов до нижних предельных положений с максимальными скоростями (медленная аварийная защита);
- движение вниз всех или некоторых регулирующих и компенсирующих органов до исчезновения аварийного сигнала;
- запрет на движение вверх регулирующих и компенсирующих органов до исчезновения аварийного сигнала.

Именно так построена защита реактора ВВЭР-1000:

- по сигналу АЗ-I в результате полного обесточивания всех электроприводов СУЗ все поглотители под действием собственного веса падают вниз в активную зону, падение не прекращается после снятия аварийного сигнала;
- АЗ-II осуществляется поочередным падением групп поглотителей с выдержкой времени 15 с между окончанием падения предыдущей группы и началом падения последующей, причем падение поглотителей прекращается со снятием сигнала АЗ-II;
- сигналы АЗ-III вызывают поочередное движение вниз групп поглотителей с рабочей скоростью (с помощью электроприводов СУЗ) до исчезновения аварийного сигнала;
- АЗ-IV запрещает перемещение вверх дистанционно или автоматически органов регулирования.

Быстрая аварийная защита реактора ВВЭР-1000 (АЗ-I) осуществляется по нейтронно-физическим параметрам активной зоны и технологическим параметрам первого контура. Она срабатывает:

- при уменьшении периода реактора до 10 с во всех диапазонах измерения нейтронного потока;
- при увеличении нейтронной мощности реактора в промежуточном диапазоне до 140 % значения уставки;
- при достижении нейтронной мощности $1{,}06N_{ном}$ при четырех, $0{,}80N_{ном}$ при трех и $0{,}54N_{ном}$ при двух работающих ГЦН;
- при уменьшении давления теплоносителя в первом контуре до 15,0 МПа;

• при уменьшении давления теплоносителя в первом контуре до 15,5 МПа и скорости его снижения более 0,1 МПа/с (признак большой течи);

• при повышении перепада давлений на активной зоне реактора до 0,35 МПа;

• при уменьшении перепада давлений на любом ГЦН до 0,5 МПа;

• при отключении двух из трех или трех из четырех работающих ГЦН;

• при закрытии всех стопорных клапанов последней работающей турбины;

• при повышении давления над активной зоной до 18,0 МПа;

• при снижении давления над активной зоной до 14,5 МПа;

• при неуправляемом движении вверх регулирующих органов.

Быстрый останов реактора ВВЭР-1000 вызывается также некоторыми сигналами, которые хотя и не являются признаками аварии, но свидетельствуют о возможном ее возникновении и развитии. Они могут быть обусловлены:

• сейсмическими явлениями (землетрясения силой 5—7 баллов);

• потерей питания электрооборудования СУЗ реактора;

• потерей питания устройств контрольно-измерительных приборов (КИП) в схемах аварийной защиты реактора.

Так как безопасность АЭС в значительной степени определяется аварийной защитой реактора, то ее надежности, живучести и контролю работоспособности уделяется очень большое внимание.

Согласно ГОСТ 17605—72 устройства аварийной защиты реактора должны иметь наработку на отказ не менее $2 \cdot 10^5$ ч. Это определяет необходимость формирования сигнала защиты по схеме «два из трех», причем контролируемый параметр измеряется тремя независимыми приборами. Релейная часть схемы аварийной защиты чаще всего строится на «нулевом принципе», т.е. срабатывание происходит при обесточивании реле. В этом случае при потере питания схема переводится в состояние, обеспечивающее безопасность реактора. При потере питания на первичных приборах (датчиках) в схему защиты выдаются сигналы, эквивалентные аварийным выходным сигналам, т.е. схема «два из трех» переходит в схему «один из двух» с сохранением надежности защиты по отказам.

Высокая живучесть аварийной защиты реактора, т.е. способность эффективно выполнять свои функции при некоторых повреждениях устройств защиты (короткое замыкание, обрыв провода, пробой на «землю» и др.), возможно, вызванных какой-нибудь аварией, например пожаром в помещении, обеспечивается избыточностью каналов, гальваническими развязками, размещением каналов защиты в разных помещениях и т.п.

Надежность аварийной защиты реактора может быть существенно повышена рациональной организацией периодической проверки работоспособности устройств защиты во время работы реактора, применением систем технической диагностики.

16.3.2. Аварийная защита влажно-паровых турбин

Систему аварийной защиты влажнопаровых турбин блоков АЭС рассмотрим на примере турбины К-1000-5,9/25-2, предназначенной для АЭС с реакторами типа ВВЭР-1000.

Защита турбины К-1000-5,9/25-2 дает команду на аварийный останов турбины без срыва вакуума при недопустимых:

• повышении частоты вращения ротора;

• снижении давления силового масла в системе регулирования;

• понижении давления в напорной линии импеллера (при работе системы регулирования в режиме ГСР) и включенном в сеть генераторе;

• повышении давления (падении вакуума) в паровом пространстве любого конденсатора;

- снижении давления пара перед ГПЗ турбины;
- повышении давления пара в выходном патрубке ЦВД;
- повышении уровня воды в любых ПНД, ПВД, парогенераторах или деаэраторе;
- снижении расходов охлаждающей воды в контуре газоохладителей генератора или через обмотку его статора,

а также

- при повреждениях в блоке генератор — трансформатор;
- несоответствии положений парозапорных органов: стопорных и регулирующих клапанов ЦВД, заслонок промперегрева и регулирующих клапанов ЦВД, несинхронности хода регулирующих клапанов разных сторон ЦВД;
- срабатывании аварийной защиты реактора и снижении давления в ГПК до 5,6 МПа, а также некоторых других нарушениях режима работы турбоустановки.

При срабатывании защит, вызвавших аварийный останов турбины без срыва вакуума, автоматически выполняются следующие операции:

1) закрываются стопорные и регулирующие клапаны, поворотные заслонки промперегрева;

2) закрываются ГПЗ, задвижки и регулирующие клапаны на байпасах ГПЗ;

3) закрываются задвижки и регулирующие клапаны на основных и байпасных паропроводах подачи греющего пара на вторую ступень СПП;

4) закрываются задвижки на отборах пара к коллектору собственных нужд, турбопитательному насосу (ТПН), подогревателям сетевой воды (ПСВ);

5) открываются импульсные соленоидные клапаны подачи конденсата к сервомоторам обратных клапанов отборов турбины после замыкания конечных выключателей любых двух стопорных клапанов с разных сторон ЦВД;

6) с выдержкой времени 2 мин отключается генераторный выключатель.

При срабатывании некоторых технологических защит требуется остановить турбину как можно быстрее, что достигается *отключением генераторного выключателя без выдержки времени и срывом вакуума*. Необходимость в этом возникает при недопустимых:

- увеличении осевого сдвига ротора турбины;
- снижении давления масла в напорном коллекторе системы смазки;
- понижении уровня масла в любом из демпферных баков генератора,

а также

- при отключении любых двух циркуляционных насосов;
- при повышении частоты вращения ротора после отключения генератора до 1680 мин$^{-1}$, т.е. до верхней границы уставки срабатывания автомата безопасности, равной $1{,}12n_0$.

При аварийном останове турбины со срывом вакуума в дополнение к рассмотренным выше действиям блокировок 1) — 5) автоматически выполняется следующее:

6) после закрытия всех стопорных клапанов генератор отключается без выдержки времени;

7) после отключения генератора открываются задвижка и электромагнитные клапаны срыва вакуума;

8) закрываются задвижки на сбросе в конденсатор турбины конденсата ТПН и дренажных баков, воздуха из ПСВ, дренажей;

9) закрываются задвижки на подаче пара к уплотнениям ЦВД, ЦНД, БРУ-К с запретом открытия;

10) закрываются БРУ-К;

11) при снижении частоты вращения ротора турбины до 1000 мин$^{-1}$ включаются рабочий насос гидростатического подъема роторов и валоповоротное устройство.

Защита турбины выполнена гидромеханической по повышению частоты вращения и электрогидравлической по остальным параметрам (см. рис. 13.18).

Сервомоторы стопорных клапанов одной стороны турбины управляются своей линией защиты, подведенной к полостям над мембранами беззолотниковых выключателей сервомоторов (на рис. 13.18 полностью показана только одна линия защиты). Масло в линии защиты поступает через диафрагмы постоянного сечения из напорного коллектора пониженного давления, а сливаться оно может через защитные устройства (ЗУ). К полостям под мембраны ЗУ подведены также линии управления главными сервомоторами от ГСР и линии управления регулирующими заслонками промперегрева.

Защитные устройства управляются импульсной линией ЗУ, масло в которую подводится из того же коллектора через диафрагму постоянного сечения и поворотный золотник автомата безопасности, а сливаться оно может через золотники автомата безопасности и через двухседельные клапаны, перемещаемые электромагнитами защитных устройств.

После взведения ЗАБ и электромагнитов защитных устройств давление в импульсной линии поднимается до полного, мембраны ЗУ садятся на свои седла и перекрывают сливы из всех подведенных линий. Давление в линиях защиты также поднимается до полного, мембраны выключателей прекращают слив масла из рабочих полостей односторонних сервомоторов, которые полностью открывают стопорные клапаны и заслонки.

Для закрытия всех парозапорных органов турбины достаточно снизить давление над мембраной хотя бы одного защитного устройства. Это может быть следствием срабатывания любого кольца автомата безопасности при повышении частоты вращения ротора до уровня его настройки или срабатывания любого электромагнита защитного устройства при поступлении сигнала от электрического датчика того параметра, который достиг предельного значения. В первом случае слив из камер над мембранами ЗУ откроет золотник автомата безопасности сработавшего кольца, а во втором — двухседельный клапан, перемещенный электромагнитом, на который поступил сигнал защиты. Мембраны защитных устройств под действием возникшего на них перепада давлений скачком поднимутся вверх и откроют слив из всех подведенных линий, давление в которых упадет. Беззолотниковые выключатели односторонних сервомоторов стопорных клапанов и регулирующих заслонок соединят с дренажом рабочие полости сервомоторов, которые закроются своими пружинами. Упадет давление и в линиях управления ЭГСР и ГСР главными сервомоторами, что приведет к закрытию регулирующих клапанов. На линии управления ГСР защитные устройства воздействуют непосредственно открытием слива из них, а на линии управления ЭГСР — через предохранительные клапаны.

Элементы системы защиты, в которых может со временем возникнуть и прогрессировать застойная нечувствительность (кольца и золотники автомата безопасности, односторонние пружинные сервомоторы стопорных клапанов и заслонок), имеют приспособления для периодического перемещения (расхаживания) их на полный рабочий ход или его часть.

Рассмотрим работу некоторых технологических защит более подробно.

Принцип действия *защиты по недопустимому повышению частоты вращения* не отличается от рассмотренного в п. 16.2.2. Поэтому ограничимся рассмотрением конструкций основных элементов этой защиты — автомата безопасности и его золотников.

Автомат безопасности (рис. 16.7) с двумя кольцевыми бойками *1* располагается на переднем конце вала *2* турбины. С каждым кольцом резьбой соединен штифт *5*, направляемый фторопластовыми втулками *3* и *7*. В поперечной расточке вала

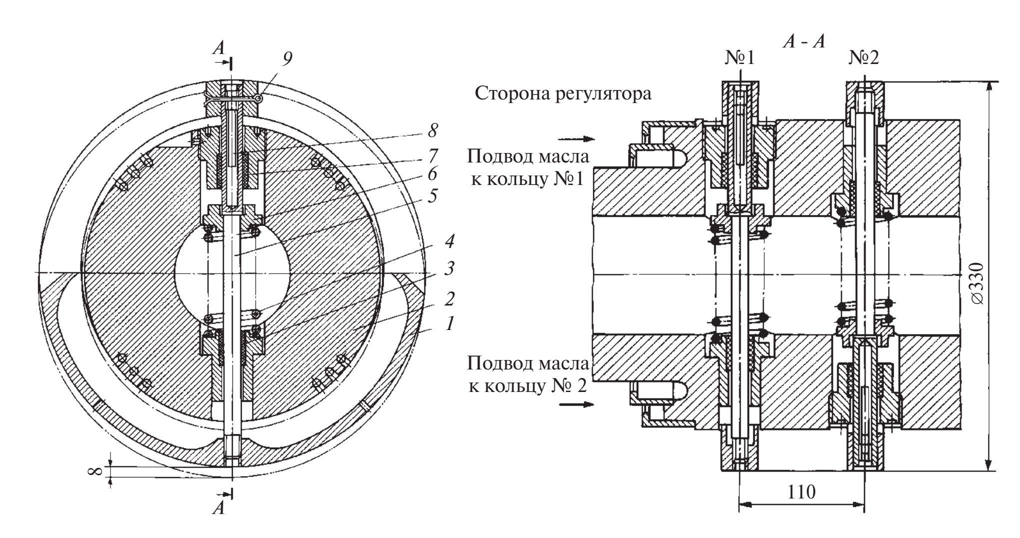


Рис. 16.7. Автомат безопасности:

1 — кольцевой боек; *2* — вал турбины; *3, 7* — втулки; *4* — пружина; *5* — штифт; *6* — тарелка; *8* — регулировочный винт; *9* — шплинт

находится пружина *4*, которая через тарелку *6* и штифт прижимает кольцо к валу.

Центр масс кольца и связанных с ним подвижных деталей (штифта, пружины, тарелки пружины, регулировочного винта *8*) смещен относительно оси ротора в направлении возможного движения кольца. Благодаря этому при вращении на кольцо действует равнодействующая центробежных сил, стремящаяся преодолеть натяжение пружины, которое регулируется таким образом, чтобы срабатывание (выбивание) кольца произошло при частоте вращения $n = (1{,}11\ldots1{,}12)n_0$. После срабатывания внешняя поверхность кольца становится эксцентричной по отношению к оси ротора, что приводит к удару кольца по рычагу соответствующего золотника автомата безопасности, перемещение которого вызывает быстрое закрытие всех парозапорных органов турбины.

Уставка срабатывания автомата безопасности настраивается вращением штифта, меняющего натяжение пружины (грубая настройка), или перемещением внутри штифта регулировочного винта, изменяющего эксцентриситет центра масс кольца в сборе (тонкая настройка). После завершения настройки положения штифта и регулировочного винта относительно кольца фиксируются шплинтом *9* с шагом 90°. При повороте штифта на 90° частота вращения, при которой срабатывает автомат безопасности, изменяется примерно на 30 $мин^{-1}$.

Для испытания автомата безопасности без повышения частоты вращения в кольцах имеются камеры для масла, которое подводится к каждому кольцу раздельно. Попадая в камеру, масло смещает центр масс кольца. Равнодействующая центробежных сил, приложенных к кольцу, получает приращение, и оно срабатывает при номинальной или даже более низкой частоте вращения. После прекращения подачи масла к кольцу камеры дренируются через отверстия малого диаметра.

Для возможности испытать автомат безопасности под нагрузкой необходимо, чтобы под действием пружин кольца возвращались в исходное (рабочее) положение при частоте вращения несколько выше номинальной. Восстанавливающая частота вращения рассматриваемого автомата безопасности составляет 1525—1530 $мин^{-1}$.

Испытание колец при работе турбины под нагрузкой ведется поочередно, для чего испытуемое кольцо отключается от системы защиты. Во время испытания защита турбины от разгона осуществляется другим кольцом.

Золотники автомата безопасности. В золотниках автомата безопасности, показанных на рис. 16.8, механический импульс сработавшего кольца преобразуется в гидравлический сигнал импульсной линии защитных устройств, воздействующих на линии управления стопорными клапанами, а также регулирующими клапанами и поворотными заслонками промперегрева.

В камеру *В* подводится силовое масло пониженного давления, а камеры *А* и *Б* соединены с импульсной линией защитных устройств. Золотники *5* могут занимать одно из двух положений — «взведен» или «выбит». В положении «взведен» каждый золотник удерживается своим рычагом *8*, отжатым пружиной *7*. При этом верхние и нижние окна в буксах *6*, связанные через поворотный золотник *1* и каналы в корпусе с импульсной линией защитных устройств,

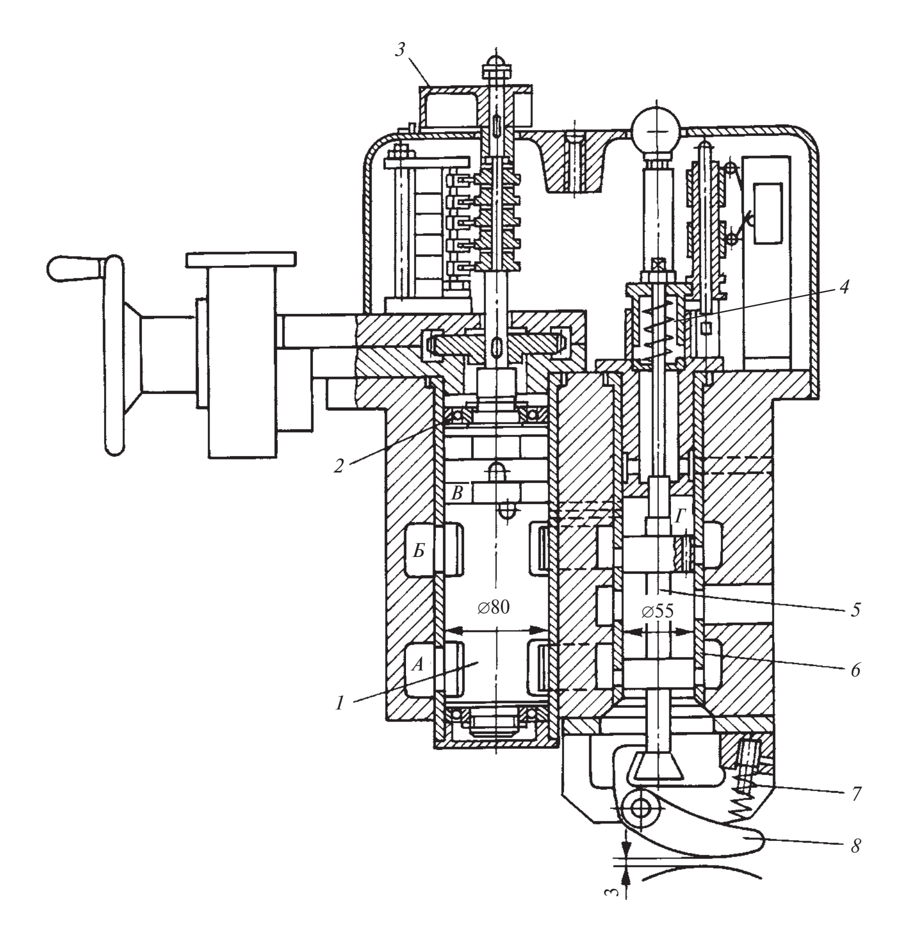


Рис. 16.8. Золотники автомата безопасности:

1 — поворотный золотник; *2* — подшипник; *3* — лимб; *4* — пружина золотника; *5* — золотник автомата безопасности; *6* — букса; *7* — пружина рычага; *8* — рычаг

будут закрыты золотниками *5* с перекрышей около 3 мм.

При повышении частоты вращения ротора до выбивающей кольцо автомата безопасности перемещается на полный ход (около 8 мм) и с силой ударяет по рычагу, который поворачивается против часовой стрелки и снимает золотник с зацепки. Последний под действием пружины *4* перемещается вверх до упора (в положение «выбит») и открывает слив масла из камер *А* и *Б*. Это вызывает быстрое падение давления в импульсной линии защитных устройств и их срабатывание, что приводит к закрытию всех клапанов и заслонок турбины.

Для взведения выбившего золотника после снижения частоты вращения до восстанавливающей, а также для раздельного опробования колец без повышения частоты вращения предназначен поворотный золотник *1*. Установленный в шариковых подшипниках *2*, он может занимать следующие положения:

- среднее;
- испытание левого кольца;
- испытание правого кольца;
- взведение золотника левого кольца;
- взведение золотника правого кольца.

Повернуть золотник в любое из этих положений можно вручную или дистанционно с помощью электродвигателя.

Нормально поворотный золотник находится в среднем положении. Для поочередного опробования колец автомата безопасности маслом без повышения частоты вращения поворотный золотник устанавливается в положение «испытание» выбранного кольца по шкале на лимбе *3*. В этом положении он отсекает золотник *5* испытываемого кольца от импульсной линии защитных устройств и затем из камеры *В* через каналы в корпусе подает к кольцу силовое масло. Так как срабатывание кольца и его золотника не приводит к закрытию клапанов и заслонок турбины, испытания могут проводиться под нагрузкой. Во время испытания второе кольцо с соответствующим золотником находится в рабочем состоянии.

После срабатывания кольца золотник *1* поворачивают в направлении «среднее положение», но сначала он проходит положение «взведение» выбившего золотника, в котором камера *В* сообщается с камерой *Г*. В результате усилием, создаваемым давлением силового масла, золотник автомата безопасности перемещается вниз, сжимая пружину *4*, и фиксируется во взведенном положении рычагом *8*.

Таким образом, защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения воздействует на защитные устройства через золотники автомата безопасности. Все остальные защиты используют датчики с электрическим выходным сигналом и устройства для формирования команды на отключение турбины, которая передается на электромагниты защитных устройств.

Защита по осевому сдвигу. Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплавлению баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. Осевое усилие может возрасти из-за перегрузки турбины, заноса проточной части, износа диафрагменных уплотнений, заброса воды в турбину и пр. Баббитовая заливка может начать плавиться при недостаточном подводе масла к упорному подшипнику, чрезмерном повышении температуры колодок и других нерасчетных условиях работы подшипника. В любом случае при достижении осевым сдвигом ротора заданной уставки турбина должна быть как можно быстрее остановлена, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание *устройства контроля осевого*

сдвига ротора (ОСР) и необоснованное отключение турбины при выборе уставки, приходится допускать некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть остановить турбину раньше, чем выберется минимальный осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

На турбине К-1000-5,9/25-2 при увеличении осевого сдвига ротора в сторону генератора до + 0,6 мм или в сторону регулятора до –1,4 мм подается предупредительный сигнал. Если осевой сдвиг возрастает соответственно до +1,2 мм или –2,0 мм, выдается сигнал на отключение турбины со срывом вакуума.

Индуктивный датчик осевого сдвига ротора трансформаторного типа (рис. 16.9) с Ш-образным шихтованным сердечником из пластин электротехнической стали устанавливается в картере упорного подшипника. Первичная обмотка *3* датчика расположена на среднем укороченном стержне магнитопровода *2* и питается через трансформатор от источника со стабилизированным напряжением 220 В. Между боковыми стержнями, на которых размещены

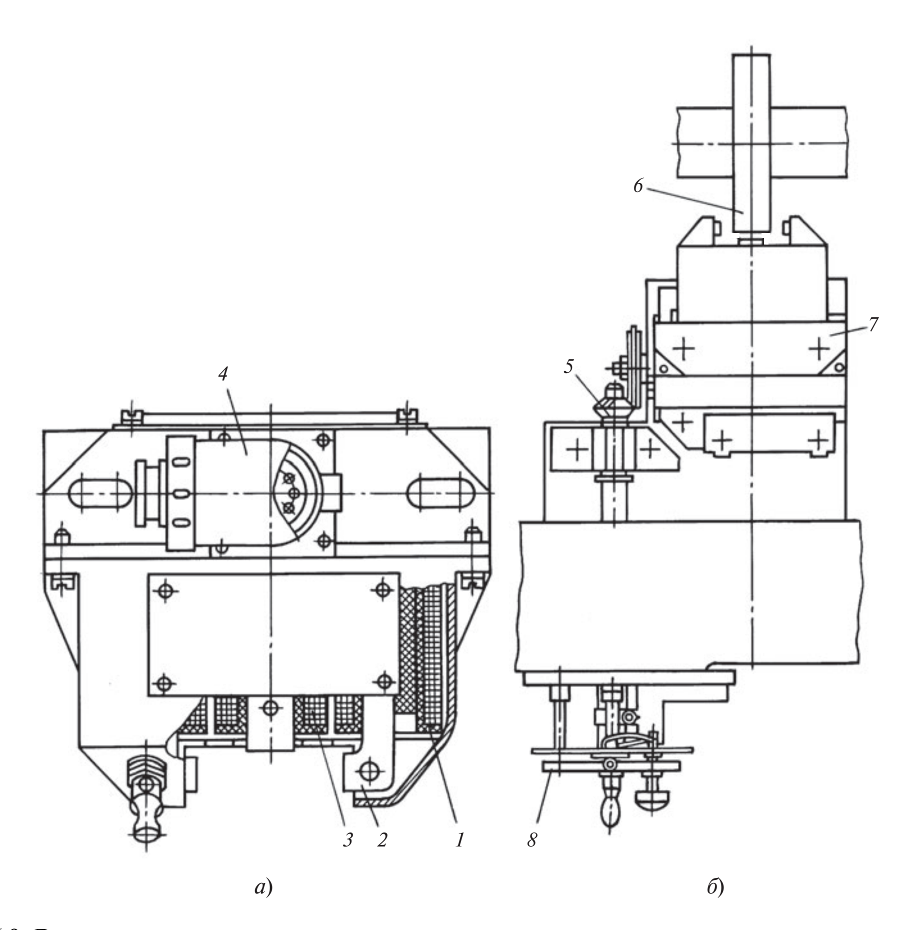


Рис. 16.9. Датчик осевого сдвига ротора:

а — общий вид; *б* — приспособление для установки датчика на турбине; *1* — вторичная обмотка; *2* — магнитопровод; *3* — первичная обмотка; *4* — штепсельный разъем; *5* — коническая передача; *6* — гребень ротора; *7* — основание; *8* — маховик

катушки вторичной обмотки *1*, перемещается гребень *6*, расположенный на фланце ротора высокого давления со стороны генератора. Концы обмоток выведены на штепсельный разъем *4*. Для защиты обмоток от воздействия турбинного масла датчик заливается эпоксидным компаундом.

Значения ЭДС, индуцируемых во вторичных обмотках, зависят от воздушных зазоров между боковыми стержнями и гребнем. Так как вторичные катушки включены встречно, то значение и знак разности ЭДС характеризуют осевой сдвиг ротора.

Датчик устанавливается на специальном приспособлении, которое позволяет перемещать его и имитировать осевой сдвиг ротора при испытаниях и настройке устройства контроля ОСР. Основание *7* приспособления крепится на турбине, а на нем — ползун с датчиком, которые могут перемещаться вращением маховика *8* валика конической передачи *5*.

На турбине в работе находятся три устройства контроля ОСР. Все они участвуют в формировании сигнала защиты по схеме «два из трех». Предупредительная и аварийная сигнализации выполняются по схеме «один из трех».

Защита по давлению масла в системе смазки. Давление масла в системе смазки на уровне оси турбины должно быть не менее 120 кПа. При снижении его до 90 кПа подается предупредительный сигнал и автоматически включается резервный маслонасос. Если это не приводит к восстановлению давления и оно продолжает падать, то при достижении второго предела (50 кПа) защита отключает турбину со срывом вакуума. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени 3 с.

Рассмотрим защиты, связанные с работой теплообменных аппаратов.

Защита по вакууму в конденсаторе. Тяжелым нарушением режима работы турбоустановки является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относительного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в паровом пространстве любого из конденсаторов турбины до первого предела (13 кПа) подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела (23 кПа) защита отключает турбину.

Защита по снижению давления пара в ГПК. Защита по снижению давления пара в главном паровом коллекторе предусмотрена с целью предотвратить быстрое расхолаживание главного циркуляционного контура реактора при большом несоответствии нагрузки турбины и тепловой мощности реактора, которое системе регулирования не удалось ликвидировать путем разгрузки турбины, например из-за отказа датчиков давления пара в ГПК. Снижение давления, а значит, и температуры свежего пара также угрожает забросом воды и влажного пара в турбину, вызывает заметные термические напряжения в деталях паровпуска и роторе турбины.

При номинальном давлении пара перед ГПЗ 6 МПа работа турбины допускается при изменении давления в диапазоне 5,4—6,2 МПа. При снижении давления в ГПК до 5,1 МПа защита отключает турбину.

Защита по уровню воды в ПВД относится к защитам, связанным с нарушениями работы вспомогательного оборудования турбоустановки, которые могут привести к тяжелым последствиям для турбины.

Среди причин, по которым может повыситься уровень воды в ПВД, наиболее вероятной и опасной является повреждение его трубной системы. Поступающая в паровое пространство подогревателя вода быстро заполнит его полностью. Если обратный клапан на линии подвода пара к подогревателю не закроется, вода попадет в турбину, а если закроется — давление в корпусе подогревателя станет близким к давлению питательных насосов, которое значительно превышает расчетное для ПВД. Поэтому при повышении уровня в корпусе любого ПВД до первого предела (5000 мм) подается предупредительный сигнал, а если уровень достигнет второго предела (7890 мм), то по схеме «два из трех» с выдержкой времени 5 с при условии сохранения уровня второго предела защита отключает турбину.

Беззолотниковое защитное устройство (рис. 16.10), предназначенное для быстрого останова турбоагрегата, срабатывает от защит турбины и генератора, а также при ручном или дистанционном воздействии оперативного персонала. Для повышения надежности предусмотрено два

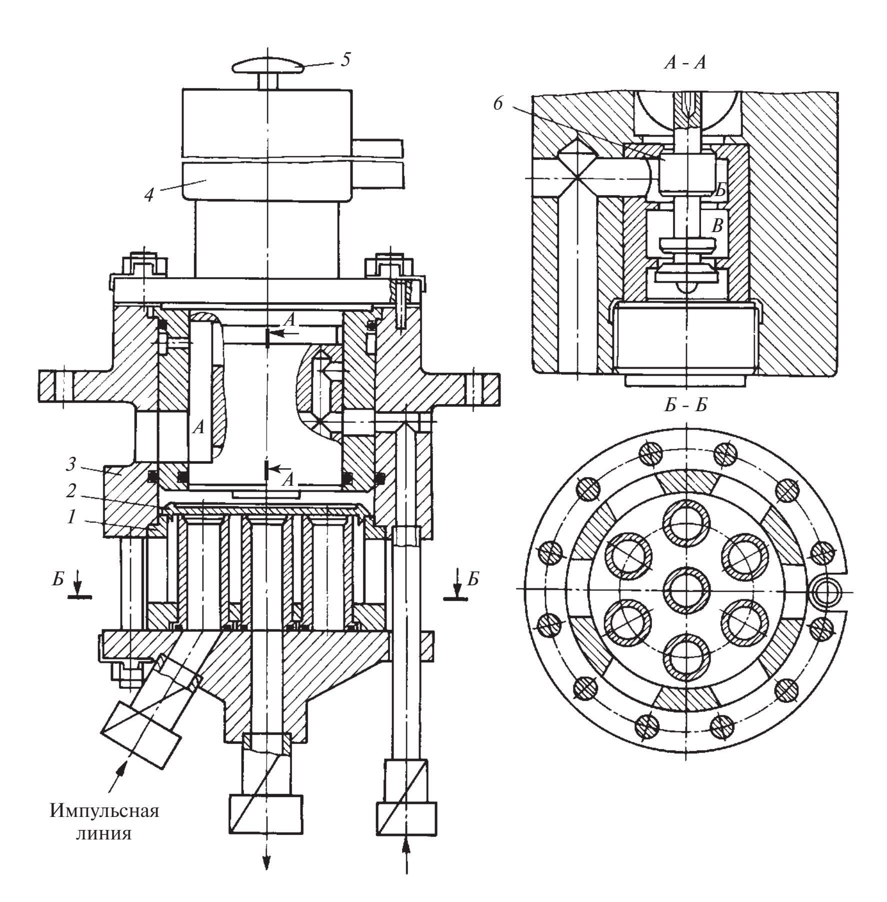


Рис. 16.10. Защитное устройство:
1 — седло; *2* — мембрана; *3* — корпус; *4* — электромагнит; *5* — кнопка; *6* — двухседельный клапан

защитных устройства, включенных параллельно и дублирующих одно другое.

Элементы системы защиты в отличие от звеньев системы регулирования длительное время находятся в покое, и в некоторых из них возникает и прогрессирует застойная нечувствительность, которая может привести к отказу в момент срабатывания. Застойная нечувствительность вызывается постепенным заносом зазоров между подвижными и неподвижными деталями, например между золотником и буксой, взвешенными в масле частицами, не задержанными в фильтрах, а также вязкими фракциями, выделяющимися из масла при его старении.

Застойная нечувствительность исполнительных органов защиты — сервомоторов стопорных клапанов и заслонок — устраняется их периодическим расхаживанием. Для командных органов защиты — защитных устройств и выключателей сервомоторов принято наиболее радикальное решение: они выполнены беззолотниковыми на базе клапанно-мембранных элементов, не имеющих подвижных частей и поэтому практически безотказных.

Защитное устройство состоит из двух частей: управляющей и исполнительной, смонтированных в корпусе *3*.

Когда клапан *6* управляющей части находится в верхнем положении, импульсная линия защитных устройств, подведенная к камере *В*, через камеру *Б* сообщается с полостью над мембраной *2*. Мембрана опирается на седло *1*, выполненное в сборе с соплами, из которых центральное связано с дренажом, а к периферийным подведены линии защиты, воздействующие на выключатели стопорных клапанов и линии управления регулирующими клапанами и заслонками промперегрева. Так как давления в этих линиях не выше давления в импульсной линии защитных устройств, а суммарная площадь сопл, разделенных дренажной полостью, существенно меньше площади мембраны, то разностью усилий, действующих на мембрану сверху и снизу, она плотно прижимается к седлу, что практически исключает все протечки из подведенных линий в дренаж. Для этого соприкасающиеся поверхности должны быть прошлифованы до высокой чистоты.

При срабатывании автомата безопасности давление в импульсной линии защитных устройств падает и суммарным усилием снизу, оставшимся прежним, мембрана поднимается вверх, открывая слив из сопл в дренаж. Давления в линиях, подведенных к защитным устройствам, падают, и все парозапорные органы турбины закрываются.

Защитные устройства также срабатывают при достижении предельных значений параметров, измеряемых электрическими датчиками других технологических защит, или при воздействии оперативного персонала.

При подаче напряжения на катушку электромагнита *4* или ручном нажатии на кнопку *5* клапан *6* смещается вниз, камера *Б* отсекается от импульсной линии защитных устройств (камера *В*) и соединяется с дренажом (камера *А*). Давление над мембраной падает, и она смещается вверх. Быстрому снижению давления над мембраной способствует и положительная обратная связь между ее перемещением и давлением, так как открывается дополнительный слив в дренажную полость под мембраной.

Для уменьшения усилий, действующих на клапан *6*, он выполнен двухседельным. Толщина мембраны выбрана достаточной для того, чтобы исключить ее деформацию. На верхней кромке мембраны выполнена большая фаска, чтобы мембрана могла перемещаться внутри корпуса с наклоном.

Высокая надежность мембранно-клапанного защитного устройства по сравнению с золотниковым обеспечивается отсутствием трущихся деталей и тем, что клапан и мембрана при срабатывании движутся от посадочных мест.

Особенностью мембранного устройства является необходимость подачи резкого управляющего сигнала, сопровождающегося гидроударом, для перевода мембраны в нижнее положение. При медленном подводе масла в полость над мембраной давление в ней не поднимется из-за утечки масла под мембрану.

Сервомотор стопорного клапана (рис. 16.11) как исполнительный орган системы защиты должен закрываться особенно быстро, причем закрываться даже при полном падении давления рабочей жидкости. Такими свойствами обладают только односторонние пружинные сервомоторы, которые всегда и выбираются для привода стопорных клапанов.

Для того чтобы открыть стопорный клапан, в рабочую полость сервомотора над поршнем *2* подводится масло из силовой линии пониженного давления. Закрывается клапан тремя цилиндрическими пружинами сжатия, которые воздействуют на поршень снизу.

В корпус *1* сервомотора запрессована рубашка *3*, в которой перемещается поршень *2*, уплотненный разрезными чугунными кольцами *4*. С поршнем шаровым шарниром соединен шток *6*, связанный с рычагом привода клапана. Опора *5* шарнира, состоящая из двух половин с вертикальным разъемом, уложена в гнездо направляющей *8*. Шаровой шарнир допускает некоторую расцентровку, возникающую при сборке и из-за тепловых расширений деталей привода клапана, при условии, что подвижность соединения будет сохранена при затяжке крепежа поршня.

Разъем корпуса сервомотора уплотнен резиновым кольцом, а направляющая — набором фторопластовых пластин *10*.

Для частичного или полного расхаживания сервомотора используются устройства, аналогичные показанному на рис. 13.27. Их золотники, управляемые вручную или дистанционно, переместившись вверх, соединяют рабочую полость сервомотора с дренажной.

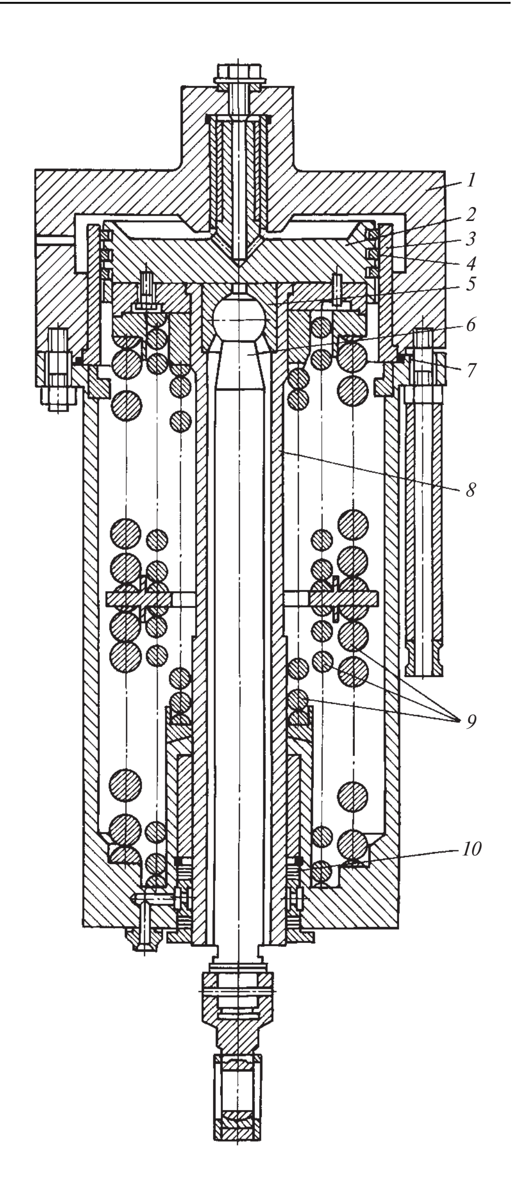


Рис. 16.11. Сервомотор стопорного клапана:

1 — корпус; *2* — поршень; *3* — рубашка; *4* — поршневое кольцо; *5* — опора шарнира; *6* — шток; *7* — уплотнительное кольцо; *8* — направляющая; *9* — пружины; *10* — фторопластовые пластины

Выключатель сервомотора стопорного клапана (рис. 16.12) управляет сервомотором по командам, поступающим от защитных устройств.

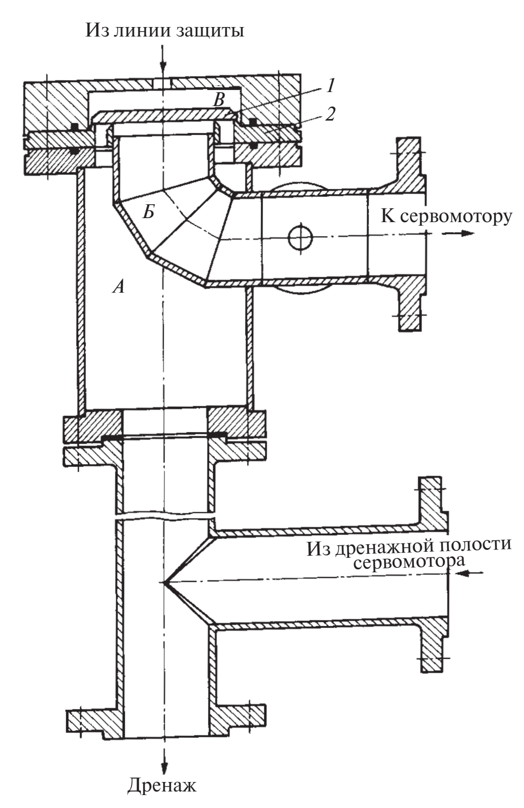


Рис. 16.12. Выключатель сервомотора стопорного клапана:
1 — мембрана; *2* — седло

Масло из линии защиты подведено в камеру *В* над мембраной *1*. Камера *Б* под мембраной соединена с рабочей полостью сервомотора, в которую через дроссельную шайбу поступает масло из силовой линии пониженного давления. В рабочем положении давления по обе стороны мембраны практически одинаковы и из-за разности площадей, на которые эти давления действуют, мембрана плотно прижимается к седлу *2*.

При срабатывании любого из защитных устройств давление в камере *В* падает, мембрана усилием снизу отрывается от упора и соединяет рабочую полость сервомотора с дренажной камерой *А*. Под действием пружин сервомотор закрывает стопорный клапан. Чтобы избежать подпора в камере *А*, она соединена с дренажной полостью сервомотора, где расположены пружины и освобождается такой же объем, какой сокращается в рабочей полости. Этим существенно увеличивается скорость движения поршня, особенно при малом сечении сливного трубопровода. Следует отметить, что при подъеме диафрагмы открывается дополнительный слив из камеры *В* в камеру *А*, чем ускоряется перемещение диафрагмы в ее верхнее положение и также повышается быстродействие сервомотора.

При восстановлении давления в линии защиты мембрана прижимается к седлу, слив из рабочей полости сервомотора прекращается, давление в ней поднимается и сервомотор полностью открывает стопорный клапан.

Обратный клапан отбора пара. При сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети система регулирования турбины быстро закрывает регулирующие клапаны и заслонки промперегрева, резко сокращая поступление в турбину пара из парогенераторов и СПП, что приводит к глубокому падению давлений по ступеням турбины. Пар, аккумулированный в паропроводах и теплообменных аппаратах, присоединенных к камерам отборов, направляется в турбину. К нему добавляется пар, образующийся при вскипании конденсата греющего пара, который, имея температуру насыщения, соответствующую давлению до сброса, становится перегретым.

Для предотвращения разгона турбины обратным потоком пара и возможного заброса вместе с ним воды в ее проточную часть на нерегулируемых отборах в непосредственной близости от турбины устанавливаются обратные клапаны, закрываемые этим потоком и снабженные гидравлическими сервомоторами для принудительного их закрытия. В качестве рабочей жидкости сервомоторов используется конденсат.

Конструкция тарельчатого обратного клапана с сервоприводом (КОС) показана на рис. 16.13. Тарелка *1* клапана подвешена

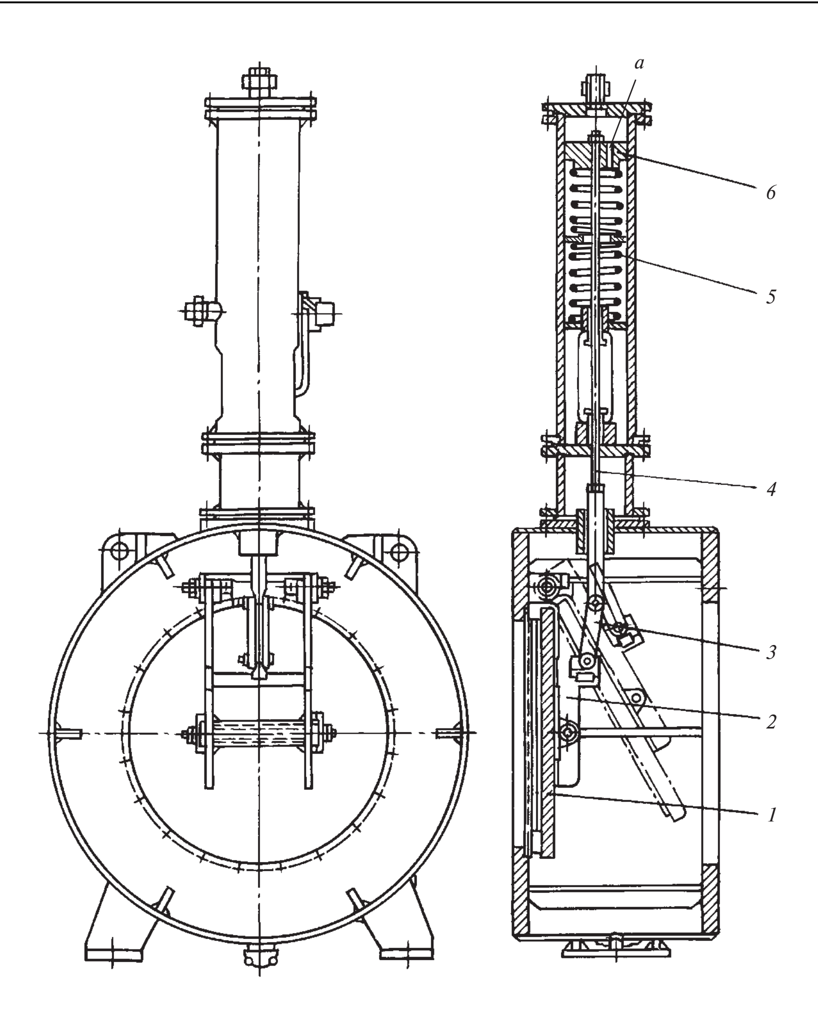


Рис. 16.13. Обратный клапан отбора пара:

1 — тарелка; *2* — рычаг тарелки; *3* — серьга; *4* — шток; *5* — пружина; *6* — поршень; *а* — демпферное отверстие

на рычаге *2* и вместе с ним может свободно поворачиваться под воздействием потока пара как на открытие, так и на закрытие. Для принудительного закрытия клапана в полость над поршнем *6* сервомотора подается конденсат под давлением, поршень опускается и через шток *4* и серьги *3*, связанные с рычагом, прижимает тарелку к седлу. После снятия давления конденсата пружина *5* переместит поршень вверх, но тарелка останется на месте до тех пор, пока поступающий из турбины пар не повернет ее до положения, показанного на рисунке штрих-пунктиром. Следует отметить, что и при нижнем положении поршня, например при ошибочной подаче сигнала на срабатывание привода, клапан может открыться и пропустить пар в прямом направлении, хотя и с некоторой дополнительной потерей давления пара в клапане. Обратным потоком пара тарелка перемещается беспрепятственно при любом положении поршня.

На паропроводах отборов турбины К-1000-5,9/25-2 установлено 10 обратных клапанов. Схема питания конденсатом их приводов показана на рис. 16.14.

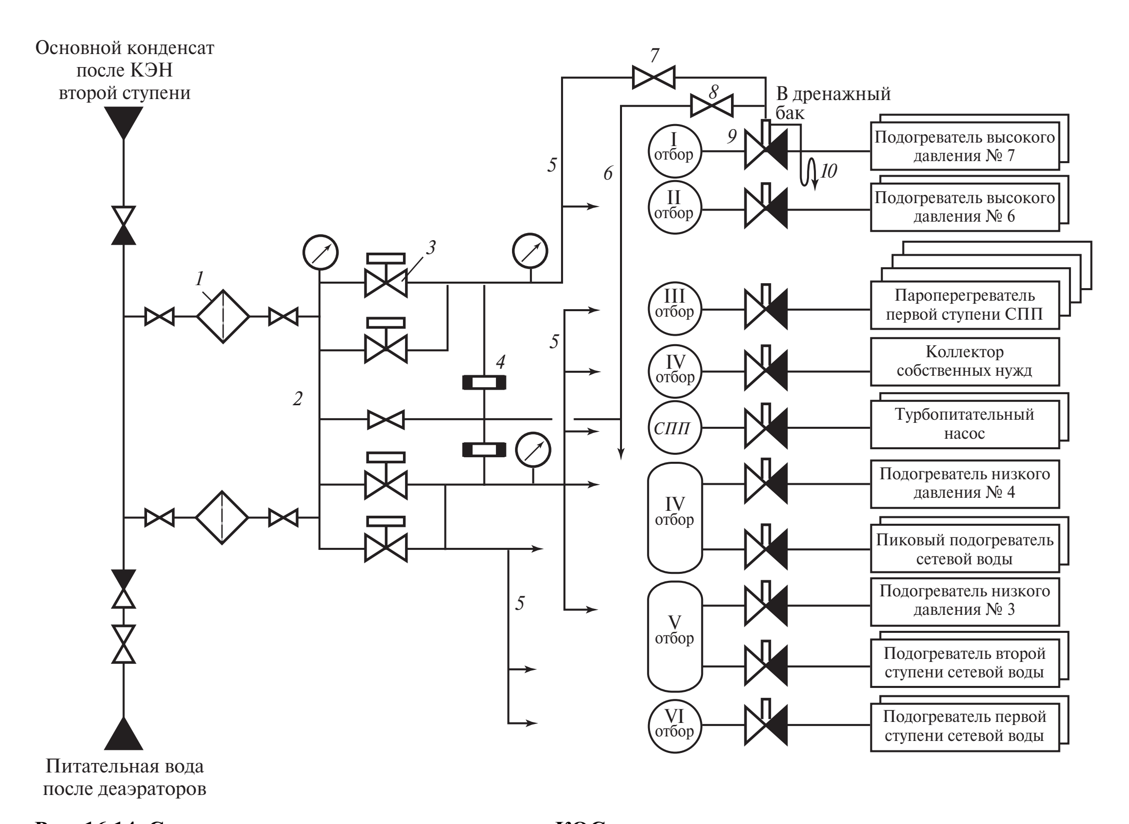


Рис. 16.14. Схема питания конденсатом приводов КОС:

1 — водяной фильтр; *2* — напорный коллектор; *3* — импульсный клапан с электромагнитным приводом; *4* — дроссель постоянной подпитки сервомоторов КОС; *5* — коллекторы питания; *6* — коллектор индивидуального расхаживания и опробования КОС; *7* — защитный клапан; *8* — клапан индивидуального опробования КОС; *9* — КОС; *10* — гидрозатвор

Конденсат отбирается после конденсатных электронасосов (КЭН) второй ступени и, пройдя водяные фильтры *1*, поступает в напорный коллектор *2*. В качестве резервного источника рабочей жидкости используется деаэратор.

К сервомоторам обратных клапанов *9* конденсат направляется из двух коллекторов питания *5*, перед каждым из которых установлено по два импульсных соленоидных клапана *3*. Нормально клапаны *3* закрыты, а защитные клапаны *7* перед сервомоторами КОС открыты.

При отключении генератора от сети или при закрытии любых двух стопорных клапанов, установленных по разные стороны турбины, поступает сигнал на срабатывание импульсных клапанов, которые открывают подвод силового конденсата к сервомоторам, принудительно закрывающим обратные клапаны отборов.

Поскольку в течение длительного времени работы турбины под нагрузкой обратные клапаны остаются открытыми и их неисправность обычно не проявляется, то для надежности их необходимо периодически проверять и расхаживать на полный ход. Для этого в обвод импульсных клапанов конденсат подается в коллектор *6* индивидуального расхаживания и опробования КОС, который постоянно находится под давлением. Перед открытием клапана

опробования *8*, установленного перед КОС и нормально закрытого, надо закрыть клапан *7*, чтобы не поставить под давление общий коллектор питания и не вызвать посадку группы КОС.

Чтобы срабатывание импульсных клапанов без задержки приводило к закрытию КОС, коллекторы питания сервомоторов, включая полости над их поршнями, должны быть постоянно заполнены водой. Для этого коллектор расхаживания соединен с коллекторами питания перемычками, на которых установлены ограничительные дроссели *4*. Диаметр дросселей выбирается таким, чтобы избыточное давление в коллекторах питания при закрытых импульсных клапанах составляло около 100 кПа, что обеспечивает постоянный небольшой расход конденсата через демпферные отверстия *а* в поршнях сервомоторов. Этот расход также нужен для охлаждения сервомотора, установленного на горячем корпусе обратного клапана, и предотвращения вскипания конденсата в полости над поршнем.

На сливном коллекторе, куда сбрасывается конденсат подпитки из сервомоторов, устанавливается гидрозатвор *10*, гарантирующий заполнение водой всех элементов системы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие действия вызывают технологические защиты?
2. Каково назначение блокировок?
3. Какое важнейшее требование предъявляется к устройствам технологических защит и блокировок?
4. В каких случаях защита выполняется по схеме «один из одного»?
5. Когда наиболее предпочтительной является схема защиты «один из двух» (схема «ИЛИ»)?
6. Почему наименьшая вероятность ложного срабатывания защиты достигается в схеме «два из двух» (схеме «И»)?
7. Зачем в ряде случаев устройства защиты в схеме «два из двух» настраиваются на разные уставки?
8. Почему все большее распространение получает схема защиты «два из трех»?
9. Почему защиты при их срабатывании оказывают одностороннее воздействие на оборудование, исходное состояние которого не восстанавливается после устранения причин, вызвавших срабатывание защит?
10. Как осуществляется ввод оборудования в работу после срабатывания защиты?
11. Почему при срабатывании защиты должна быть обеспечена полная отработка ее алгоритма?
12. Почему должна быть исключена возможность вмешательства оперативного персонала в работу защиты?
13. Чем обеспечивается однозначность действия защит и исключается возможность подачи противоречивых команд при одновременном срабатывании нескольких защит, вызывающих разную степень разгрузки блока?
14. Для чего фиксируются первопричина срабатывания защит и последовательность их действия?
15. В каких целях предусматривается возможность проверки защит на остановленном и действующем оборудовании?
16. Почему действию защит предоставляется высший приоритет по отношению к действиям оператора и остальной автоматики?
17. Какие нарушения в работе котла приводят к его аварийному останову, влекущему за собой и останов блока?
18. Почему некоторые защиты котла действуют с выдержкой времени?
19. Какие действия осуществляются на котле после его аварийного останова?
20. В каких случаях система защиты конденсационных турбин большой мощности ЛМЗ аварийно останавливает турбину?
21. Какое воздействие на парозапорные органы турбины оказывается при срабатывании системы защиты?
22. Почему среди всех технологических защит турбины самой ответственной является защита от недопустимого повышения частоты вращения?
23. Благодаря чему систему регулирования можно считать первой линией защиты тур-

бины от недопустимого повышения частоты вращения?

24. Почему системы регулирования и защиты турбины должны действовать совершенно независимо одна от другой?
25. Почему частота вращения турбины может еще заметно увеличиться после срабатывания автомата безопасности, особенно в случае отказа системы регулирования?
26. Чем обусловлен выбор уставки срабатывания автомата безопасности $n = (1{,}1\dots1{,}12)\,n_0$? Чем объясняются недопустимость ее повышения и нежелательность снижения?
27. Почему автомат безопасности выполняется астатичным?
28. Как можно настроить уставку срабатывания автомата безопасности?
29. Чем вызвана необходимость периодической проверки работоспособности канала защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения от автомата безопасности до стопорного клапана?
30. В каких случаях автомат безопасности испытывается разгоном?
31. Почему допускается проверка автомата безопасности без повышения частоты вращения?
32. Почему восстанавливающая частота вращения автомата безопасности должна быть больше номинальной частоты вращения?
33. Как обеспечивается защита турбины от разгона во время проверки автомата безопасности?
34. Как дифференцируются сигналы аварийной защиты реактора в зависимости от степени опасности последствий аварийного режима и какие действия они вызывают?
35. В каких случаях защита турбины К-1000-5,9/25-2 аварийно останавливает турбину: а) без срыва вакуума, б) со срывом вакуума и отключением выключателя генератора без выдержки времени?
36. Как управляются сервомоторы стопорных клапанов турбины К-1000-5,9/25-2?
37. Почему в системе защиты установлены два защитных устройства, включенных параллельно?
38. Как управляются защитные устройства?
39. В чем преимущества беззолотниковых элементов защиты по сравнению с золотниковыми?
40. Чем осуществляются грубая и тонкая настройки уставки автомата безопасности?
41. Какие функции выполняет поворотный золотник автомата безопасности?
42. Что может привести к недопустимому осевому сдвигу ротора турбины? Чем он опасен?
43. Почему при выборе уставки защиты по осевому сдвигу ротора приходится допускать некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника?
44. Почему при срабатывании защит по осевому сдвигу ротора и по давлению масла в системе смазки выдается сигнал на аварийный останов турбины со срывом вакуума?
45. Чем опасно глубокое падение вакуума в конденсаторе?
46. Для чего предназначена защита по снижению давления пара в главном паровом коллекторе?
47. Чем может грозить недопустимое повышение уровня воды в ПВД?
48. В каких целях на линиях нерегулируемых отборов пара устанавливаются обратные клапаны? Почему эти клапаны снабжаются гидравлическими сервомоторами для принудительного их закрытия?

Глава семнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ЗАЩИТА ТУРБОПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

17.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ТУРБОПИТАТЕЛЬНОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Питательные насосы предназначены для подачи питательной воды из деаэратора в парогенераторы через систему регенеративных подогревателей высокого давления. Для мощных блоков ТЭС и АЭС характерна большая подача питательных насосов. При этом существенно возрастает сопротивление всасывающего трубопровода и уменьшается давление на входе в насос, что связано с опасностью возникновения кавитации на входе в первую ступень насоса, которая тем больше, чем выше его частота вращения. Уменьшение же частоты вращения при больших подачах вызывает заметный рост проходных сечений проточной части, габаритных размеров, массы и стоимости насоса. Выход заключается в том, что полное давление, требующееся от питательной установки, создается двумя насосами, включенными последовательно: бустерным (предвключенным) и основным. В этом случае основной насос может быть выполнен быстроходным благодаря подпору, создаваемому бустерным насосом.

Условия работы бустерного насоса достаточно тяжелы в первую очередь из-за того, что поступающая в его всасывающий патрубок питательная вода имеет высокую температуру, равную температуре насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе, что снижает его кавитационный запас.

Для предотвращения кавитации, которая возникает, если давление на входе в насос оказывается равным или меньшим давления насыщенного пара при температуре всасываемой жидкости, бустерный насос должен быть установлен ниже деаэратора. Необходимый подпор будет создан в том случае, если расстояние от оси насоса до свободного уровня воды в аккумуляторном баке деаэратора будет не меньше допустимой высоты всасывания.

Большое значение имеет выбор типа привода для питательных насосов. Для мощных блоков ТЭС и АЭС при использовании в качестве привода асинхронных электродвигателей столкнулись с рядом трудностей, в частности с ограничением, накладываемым достигнутым верхним пределом единичной мощности двигателя. Поэтому при мощности блока выше 300 МВт предпочтительнее оказывается турбинный привод питательного насоса, причем для блоков мощностью 500 МВт и выше наиболее целесообразной является конденсационная паровая турбина с собственным конденсатором, надежность которой достаточно высока, чтобы не требовать резервирования.

Основными положительными качествами турбопривода являются:

- практически неограниченная мощность;
- автономность, т.е. независимость от сети собственных нужд блока;
- экономичное регулирование подачи насоса изменением частоты вращения;
- снижение расхода пара через последнюю ступень главной турбины и уменьшение ее потери с выходной скоростью.

17.2. ТУРБОПИТАТЕЛЬНЫЙ НАСОСНЫЙ АГРЕГАТ МОЩНОГО ЭНЕРГОБЛОКА

В качестве примера турбопитательного насосного агрегата (ТНА) рассмотрим ТНА блока АЭС с реактором мощностью 1000 МВт.

Турбопитательный насосный агрегат блока состоит из конденсационной приводной турбины К-12-10ПА (ОК-12А) КТЗ, главного питательного насоса ПТА 3750-75 и предвключенного (бустерного) питательного насоса ПТА 3800-20 с понижающим редуктором Р-2М.

Оба насоса образуют единый агрегат и приводятся в действие одной турбиной: бустерный — с одного конца вала через понижающий редуктор; главный — с другого конца вала напрямую.

Для блоков с реакторами ВВЭР-1000 резервирование питательных насосов не предусмотрено, что связано с выбором для них турбопривода, который требует прогрева перед пуском. Поэтому турбопитательный насос не может использоваться как резервный. Оба питательных насоса блока работают на общий коллектор. При выходе из строя или отключении одного из них мощность блока автоматически снижается на 50 %.

Для подачи питательной воды при аварийном отключении турбопитательных насосов, при снижении уровня в любом парогенераторе до определенного предела, в режимах пуска и расхолаживания блока, а также для предварительного разогрева деаэрационной установки предусмотрены вспомогательные питательные электронасосы.

Бустерный питательный насос ПТА 3800-20, обеспечивающий бескавитационную работу главного питательного насоса ПТА 3750-75, подает в него питательную воду из деаэратора с давлением 0,7 МПа.

Насос выполнен центробежным, одноступенчатым, горизонтальным, с рабочим колесом двустороннего входа.

Главный питательный насос ПТА 3750-75 — центробежный, горизонтальный, двухкорпусный, трехступенчатый. Насос подает питательную воду в парогенераторы блока и соединен с приводной турбиной зубчатой муфтой.

Конденсационная паровая турбина К-12-10ПА (ОК-12А), приводящая главный и предвключенный питательные насосы блока, работает с переменной частотой вращения.

В диапазоне нагрузок блока от 100 до 30 % номинальной пар в турбину поступает после СПП главной турбины с примерно постоянной температурой и давлением, меняющимся в пределах 0,97—0,29 МПа. Вырабатываемая приводной турбиной мощность при этом снижается от 11 600 до 3000 кВт, а частота вращения — от номинальной 3500 до 2645 мин$^{-1}$. При малых нагрузках блока (ниже 30 %) и аварийных режимах турбина переводится на питание от БРУ-СН.

Крутящий момент от приводной турбины к бустерному насосу передается через понижающий одноступенчатый шевронный *нереверсивный редуктор* Р-2М. Редуктор установлен на опорной плите переднего подшипника и соединен с ротором турбины и бустерным насосом зубчатыми муфтами с прямозубыми венцами.

17.3. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИВОДНОЙ ТУРБИНЫ ТПН

Задачей системы автоматического регулирования турбины является приведение в соответствие мощности, развиваемой турбиной, и нагрузки приводимого ею питательного насоса блока, определяемой его подачей. Для этого система регулирования контролирует частоту вращения турбины и при отклонении ее от заданного значения изменяет расход пара в турбину. Для обеспечения требуемых режимов работы питательного насоса САР поддерживает частоту вращения турбины в диапазоне

2645—3500 мин$^{-1}$ со степенью неравномерности 6—8 %.

Принципиальная схема традиционной для паровых турбин КТЗ гидродинамической системы регулирования с двумя ступенями усиления (первая ступень — проточная, вторая — отсечная) показана на рис. 17.1. В ее состав входят:

- регулятор предельного давления *1*;
- трансформатор давления *2*;
- отсечной золотник *3*;
- сервомотор *4*;
- насос-регулятор (импеллер) *5*;
- реле закрытия регулирующих клапанов *6*.

Центробежный масляный насос-регулятор, установленный на тихоходном валу редуктора, используется в качестве датчика частоты вращения ротора турбины. При номинальной частоте вращения ротора турбины (3500 мин$^{-1}$) он развивает напор (320 ± 10) кПа при подаче 1,5 л/с.

Трансформатор давления преобразует изменение напора насоса-регулятора в изменение давления в импульсной линии, воздействующей на отсечной золотник.

Отсечной золотник управляет сервомотором, перемещающим регулирующие клапаны турбины.

Регулятор предельного давления ограничивает повышение давления питательной воды, начиная с некоторого ее значения, прикрытием регулирующих клапанов турбины.

Реле закрытия регулирующих клапанов является, скорее, элементом системы защиты ТПН, при срабатывании которой оно выдает команду на закрытие регулирующих клапанов турбины.

Работа системы регулирования. Во всасывающую линию насоса-регулятора масло подается из системы маслоснабже-

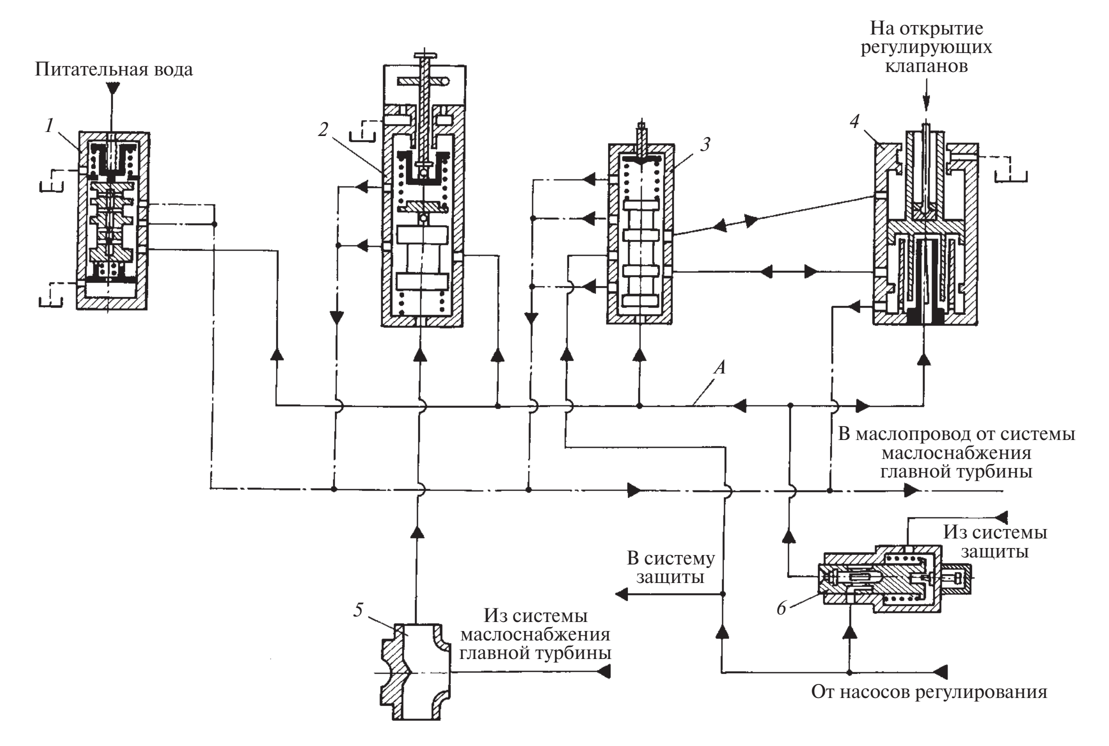


Рис. 17.1. Система регулирования приводной турбины К-12-10ПА

ния главной турбины блока с избыточным давлением, исключающим срыв насоса. Золотник трансформатора давления подключен на разность давлений в линиях нагнетания и всасывания насоса-регулятора, т.е. на его напор, изменяющийся пропорционально квадрату частоты вращения. На нижний торец золотника действует давление в линии нагнетания, а на верхний — давление в линии всасывания насоса. Усилие от напора насоса, действующее на золотник, уравновешивается двумя пружинами — верхней (основной) и нижней (дополнительной). При нарушении равновесия из-за изменения напора насоса-регулятора или натяжения верхней пружины под воздействием механизма управления турбиной золотник трансформатора давления смещается и нижней кромкой верхнего поршенька изменяет сечение слива масла из импульсной линии *А* (рис. 17.1).

Масло в проточную импульсную линию поступает от насосов регулирования (рабочего или резервного) через диафрагму, установленную в реле закрытия регулирующих клапанов. Масло из импульсной линии сливается через окна в трансформаторе давления и через трубку обратной связи в сервомоторе, а также может сливаться через нормально закрытые окна в регуляторе предельного давления питательной воды.

Усилие от разности давлений в импульсной линии и линии всасывания насоса-регулятора воспринимается отсечным золотником и уравновешивается его пружиной. Своими средними поршеньками отсечной золотник управляет подводом масла из напорной линии в одну из рабочих полостей сервомотора и сливом масла из другой полости в линию всасывания насоса-регулятора. Когда отсечной золотник находится в так называемом среднем положении, т.е. когда его средние поршеньки отсекают рабочие полости сервомотора от линий высокого и низкого давлений масла, поршень сервомотора неподвижен. В этом положении золотник находится, когда действующий на него перепад давлений равен некоторому равновесному значению, определяемому натяжением пружины. При нарушении равновесия золотник смещается из среднего положения в ту или иную сторону, в одной из полостей сервомотора давление возрастает, а в другой падает. Под воздействием изменившегося перепада давлений, действующих на поршень сервомотора, он перемещается и через рычажную передачу переставляет регулирующие клапаны.

Рассмотрим в качестве примера действие системы регулирования при уменьшении подачи питательного насоса. Так как мощность, потребляемая насосом, уменьшится, то частота вращения приводной турбины увеличится и напор насоса-регулятора возрастет. Золотник трансформатора давления сместится вверх и приоткроет окна в буксе, через которые сливается масло из импульсной линии. Давление масла в импульсной линии уменьшится, и отсечной золотник под действием своей пружины сместится вниз из среднего положения. Откроются окна подвода масла из напорной линии в нижнюю полость сервомотора и окна слива масла из его верхней полости. Под действием возросшего перепада давлений поршень сервомотора, перемещаясь вверх, будет прикрывать регулирующие клапаны, снижая поступление пара в турбину и развиваемую ею мощность. Одновременно будет уменьшаться сечение слива масла из импульсной линии в трубке обратной связи сервомотора, что вызовет рост давления в импульсной линии. Переходный процесс завершится, и установится новый режим работы приводной турбины, когда отсечной золотник под действием возрастающего давления в импульсной линии вернется в среднее положение и сервомотор остановится.

При увеличении подачи питательного насоса и уменьшении частоты вращения приводной турбины звенья системы регу-

лирования перемещаются в противоположном направлении.

Регулятор предельного давления ограничивает рост давления питательной воды. В качестве импульса используется давление воды за первой ступенью питательного насоса. Начиная с некоторого его значения, золотник регулятора, перемещаясь вниз, начнет открывать окна слива масла из импульсной линии, а сервомотор — прикрывать регулирующие клапаны турбины.

К золотнику реле закрытия регулирующих клапанов турбины подведено масло из линии защиты ТПН. При срабатывании любого элемента защиты давление масла в этой линии падает до нуля. Под действием своей пружины золотник реле перекрывает подвод напорного масла в импульсную линию, давление в ней также падает, и сервомотор полностью закрывает регулирующие клапаны.

17.4. КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Трансформатор давления (рис. 17.2) преобразует и усиливает импульс по частоте вращения, поступающий к нему от насоса-регулятора.

Высокая чувствительность трансформатора давления, во многом определяющая качество работы системы регулирования, достигается гидравлической самоцентровкой его золотника *7* в буксе *8*. Для этого на поршеньках золотника выполнены узкие опорные поябски, а диаметр остальной, большей части цилиндрической поверхности поршенька уменьшен примерно на 0,1 мм. Необходимым условием для гидравлической самоцентровки является наличие перепада давлений масла в полостях, разделенных поршеньком; причем центрирующая сила на поршеньке создается только в том случае, если масло, протекая через зазор между поршеньком и внутренней расточкой буксы, вначале проходит вдоль поверхности меньшего диаметра,

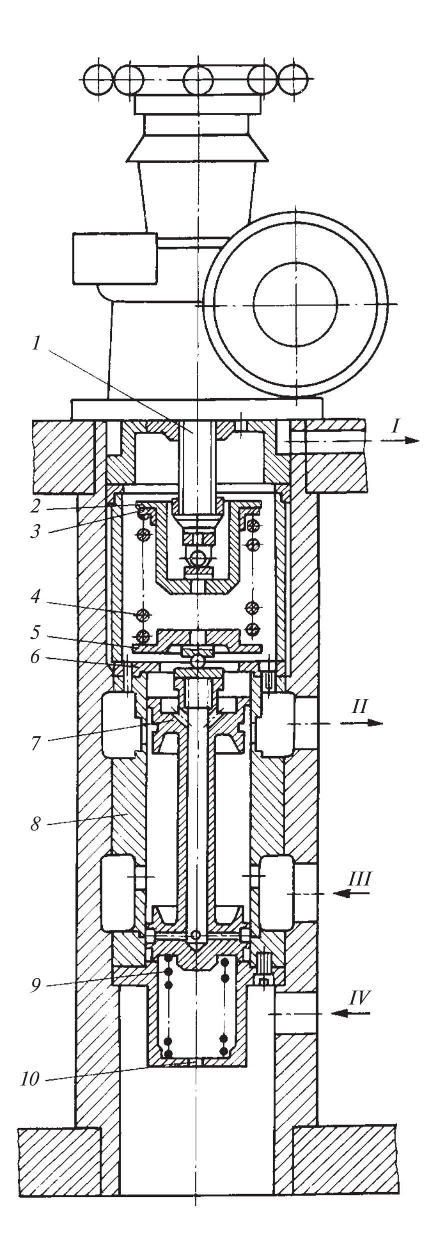


Рис. 17.2. Трансформатор давления:

1 — шпиндель МУТ; *2* — верхняя тарелка; *3* — дистанционное кольцо; *4* — основная пружина; *5* — нижняя тарелка; *6* — упорное кольцо; *7* — золотник; *8* — букса; *9* — дополнительная пружина; *10* — стакан; *I* — слив в бак; *II* — слив в систему маслоснабжения; *III* — из импульсной линии; *IV* — от насоса-регулятора

а затем — через узкий опорный поясок поршенька.

При расцентровке золотника относительно расточки буксы зазор между узким опорным пояском поршенька и расточкой буксы станет неравномерным. Там, где он уменьшится, проток масла сократится, а давление в зазоре между поверхностью с уменьшенным диаметром поршенька и расточной буксы повысится. На диаметрально противоположной стороне поршенька, где зазор соответственно увеличится, давление масла упадет. Результирующее гидравлическое усилие, действующее на поршенек, будет направлено на восстановление равномерного зазора и, следовательно, концентричного положения золотника в расточке буксы.

Форма нижнего поршенька золотника трансформатора давления немного усложнена: добавлен еще один опорный поясок, а между опорными поясками выполнена канавка, соединенная отверстиями с полостью низкого давления. Здесь центрирующая сила возникает на обеих поверхностях уменьшенного диаметра выше и ниже опорных поясков.

В буксе имеется два ряда окон: нижние — для подвода масла из импульсной линии и верхние — для регулирования слива масла из нее.

Полость под нижним поршеньком золотника соединена с напорной линией насоса-регулятора, а протечки из полости над верхним поршеньком золотника направляются в маслопровод системы маслоснабжения главной турбины (линия всасывания насоса-регулятора).

Усилие от основной пружины *4* к золотнику передается через нижнюю тарелку *5*, стальной шарик и упоры, один из которых вворачивается в золотник и стопорится шайбой, а второй вставляется в тарелку. Второй конец пружины через верхнюю тарелку *2*, шарик и упоры опирается на шпиндель *1* устройства для изменения частоты вращения ротора турбины, являющегося механизмом управления турбиной. Благодаря такой конструкции существенно уменьшаются перекашивающие усилия от пружины на золотник. Меньшее усилие от нижней пружины передается на золотник непосредственно, без промежуточных деталей.

При заводской настройке трансформатора давления начальное натяжение основной пружины подгоняется с помощью дистанционного кольца *3*, установленного между пружиной и верхней тарелкой.

Натяжение пружины в рабочих пределах можно изменять с помощью МУТ. Ход золотника трансформатора давления в буксе ограничивается сверху упорным кольцом *6*, а снизу — стаканом *10*, в котором размещена дополнительная пружина *9*.

Механизм управления турбиной (рис. 17.3) представляет собой червячный редуктор, посредством которого электродвигателем или вручную маховичком осуществляется вертикальное перемещение шпинделя и тем самым изменяется натяжение верхней пружины трансформатора давления.

Вал электродвигателя *15* соединен с червяком муфтой с гибким элементом *14*, который снижает требования к центровке электродвигателя и смягчает начало вращения его ротора.

Червячное колесо *6*, жестко насаженное на втулку *5*, являющуюся его хвостовиком, установлено в упорных подшипниках *4* и вращается в бронзовой втулке *12*, запрессованной в крышке *7*. Снизу червячное колесо центрируется втулкой *2*, установленной в корпусе *3*.

Втулка *2* имеет внутреннюю трапецеидальную резьбу, в которую ввинчен шпиндель *1*. Сверху на конце шпинделя закреплена ступица *10* с подпружиненной защелкой *11*, выполненной в виде рамки с зубом, который при работе от электродвигателя входит в продольный паз на хвостовике червячного колеса и заставляет шпиндель вращаться вместе с колесом и вертикально перемещаться по резьбе.

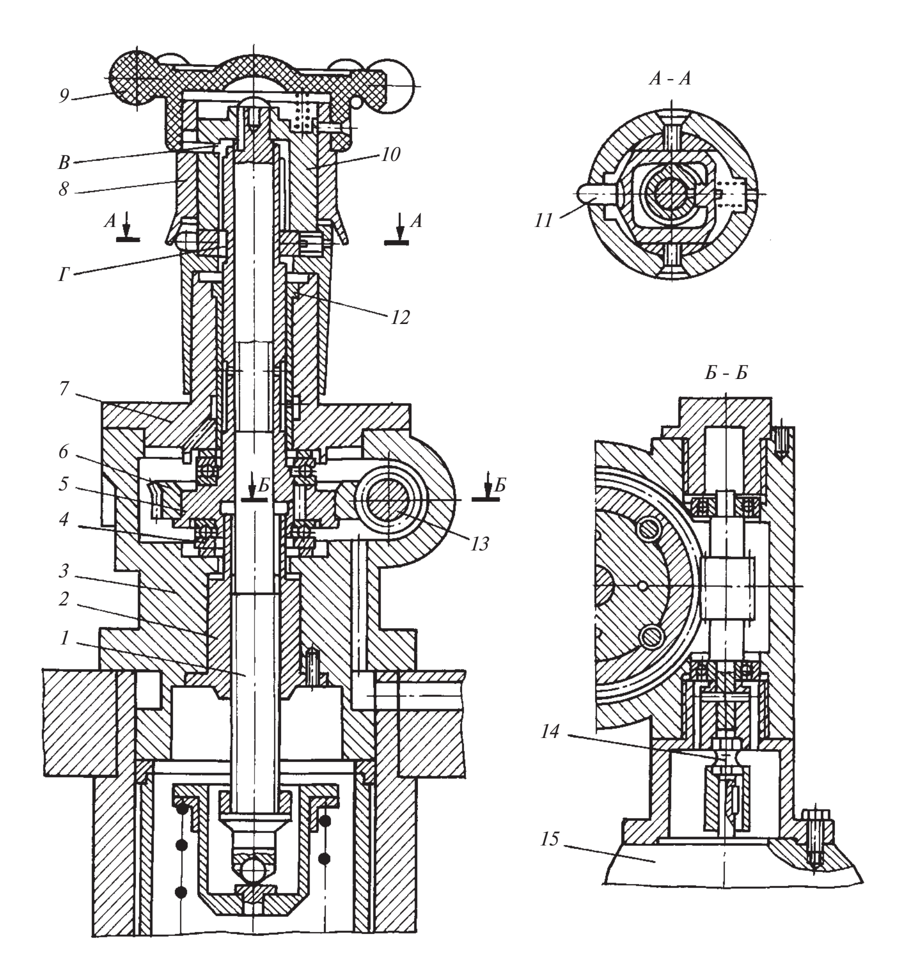


Рис. 17.3. Механизм управления турбиной:

1 — шпиндель; *2, 5, 8, 12* — втулки; *3* — корпус; *4* — упорный подшипник; *6* — червячное колесо; *7* — крышка; *9* — маховичок; *10* — ступица; *11* — защелка; *13* — червяк; *14* — гибкий элемент; *15* — электродвигатель

Чтобы в крайних положениях шпинделя на механических упорах его не затянуло по резьбе, предусмотрено отключение перемещения шпинделя, когда он не доходит до упоров на 0,3—0,5 мм. Для этого продольный паз на хвостовике червячного колеса заканчивается кольцевыми проточками *В* и *Г*, имеющими в поперечном сечении вид спирали. Когда шпиндель переместится к какому-нибудь упору, зуб защелки из продольного паза выйдет в кольцевую проточку, защелка будет отжата и шпиндель, перестав вращаться, прекратит свое вертикальное перемещение.

При изменении направления вращения червячного колеса зуб защелки, двигаясь по спирали, войдет в продольный паз и шпиндель вновь начнет вращаться вместе с червячным колесом, перемещаясь в вертикальном направлении.

Для ручного воздействия на МУТ необходимо предварительно нажать на маховичок, чтобы с помощью конического конца втулки *8* вывести зуб защелки из продоль-

ного паза хвостовика червячного колеса, который будет застопорен червячной парой. Теперь при вращении маховичка шпиндель будет вертикально перемещаться по резьбе во втулке.

Отсечной золотник (рис. 17.4) имеет четыре поршенька, из которых два средних управляют подводом силового масла в одну из рабочих полостей сервомотора и одновременно сливом масла из другой полости в линию всасывания насоса-регулятора. Для этого в буксе *8* выполнены прямоугольные окна *а* и *б*, сообщающиеся с соответствующими полостями сервомотора и полностью перекрываемые средними поршеньками отсечного золотника *9*, когда он находится в строго определенном, так называемом среднем положении.

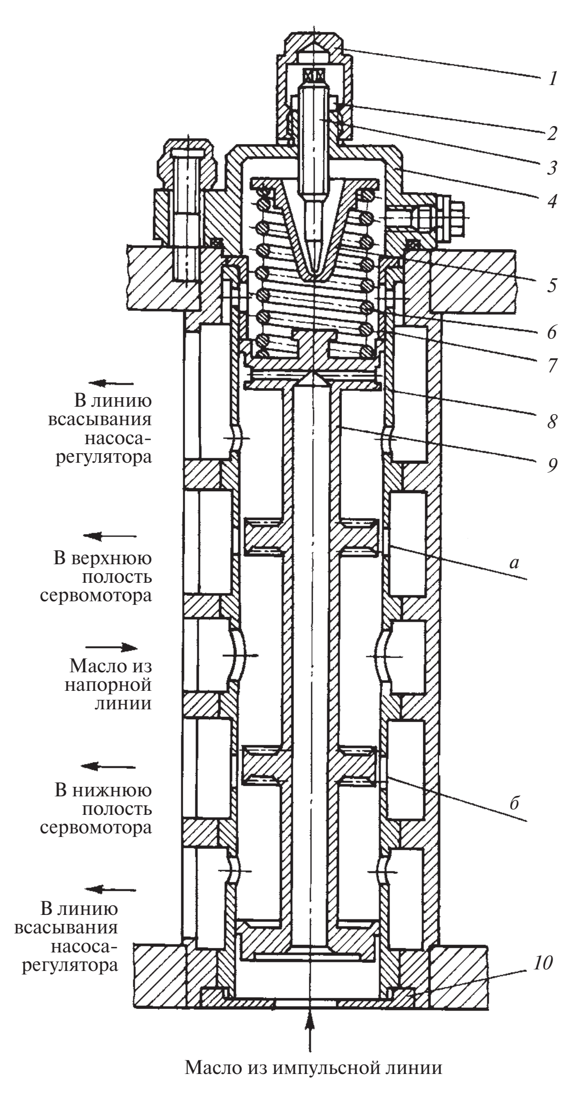


Рис. 17.4. Отсечной золотник:

1 — колпачковая гайка; *2* — контргайка; *3* — регулировочный винт; *4* — крышка; *5* — тарелка пружины; *6* — пружина; *7* — упорная втулка; *8* — букса; *9* — золотник; *10* — крышка

На кромках средних поршеньков в пределах перекрыши выполнены треугольные зубцы, которые уже при самых малых отклонениях золотника от среднего положения обеспечивают плавный подвод силового масла в сервомотор. Этим исключается нечувствительность сервомотора, которая возникла бы при обычной перекрыше. Вместе с тем такой подвод масла обусловил сравнительно малую скорость перемещения сервомотора в пределах зубчатой перекрыши. Поэтому небольшие случайные отклонения золотника из-за вибрации, пульсации давления масла и прочего не приведут к значительным смещениям сервомотора и не вызовут существенных изменений мощности, вырабатываемой турбиной.

Между прямоугольными окнами выполнены отверстия, через которые к золотнику подводится силовое масло, а выше и ниже этих окон расположены отверстия, через которые масло из полостей сервомотора сливается в линию всасывания насоса-регулятора.

Крайние поршеньки золотника имеют направляющие опорные пояски и проточки для гидравлической самоцентровки золотника, которая выполнена аналогично самоцентровке золотника трансформатора давления. К центрирующему пояску верхнего поршенька масло из импульсной линии поступает через центральное сверление в золотнике и радиальные сверления в самом поршеньке.

К нижнему торцу отсечного золотника подводится масло из импульсной линии, а полость над верхним торцом связана с линией всасывания насоса. Действующее на золотник усилие от перепада давлений в этих линиях уравновешивается пружиной *6*. Давление в импульсной линии на установившихся режимах работы турбины определяется натяжением этой пружины, которое регулируется винтом *3* через коническую тарелку *5*. Регулировочный винт стопорится от самоотвинчивания контргайкой *2* и закрывается колпачковой гайкой *1*.

Ход золотника вниз ограничен крышкой *10*, а вверх — упорной втулкой *7*. На рис. 17.4 золотник показан на верхнем упоре.

Закрытое пробкой резьбовое отверстие в крышке *4* служит для измерения давления и выпуска воздуха при пуске турбины.

Сервомотор. Для привода регулирующих клапанов применен типовой для турбин КТЗ двусторонний сервомотор со встроенной гидравлической обратной связью (рис. 17.5). Диаметр поршня и его ход, определяющие при выбранном давлении силового масла работоспособность сервомотора, выбираются из расчета преодоления паровых усилий, действующих на регулирующие клапаны, и сил трения в приводе.

Поршень *6* сервомотора перемещается непосредственно в расточке корпуса блока регулирования. Для уменьшения трения на стальной поршень напрессовано бронзовое кольцо.

В верхнем полом отростке поршня на резьбе закреплена проушина *12* для соединения поршня сервомотора с рычажной передачей парораспределения. Отросток выходит наружу блока регулирования через запрессованную в крышку *8* втулку *7*, в которой для предотвращения протечек масла выполнена дренажная проточка, соединенная с линией слива в бак.

На нижнем цилиндрическом отростке поршня установлены плавающие уплотнительные кольца *5*, которые отделяют нижнюю рабочую полость сервомотора от камеры, сообщающейся с линией всасывания насоса. Внутри этого отростка находится трубка обратной связи *2*, напрессованная на втулку *1*. В трубке выполнено окно, расширяющееся сверху вниз и имеющее в развертке вид прямоугольного треугольника. На нижнем конце отростка поршня нажимной гайкой *3* закреплено бронзовое плавающее кольцо *4*. Перемещаясь вместе с поршнем сервомотора, кольцо изменяет площадь щели, образованной

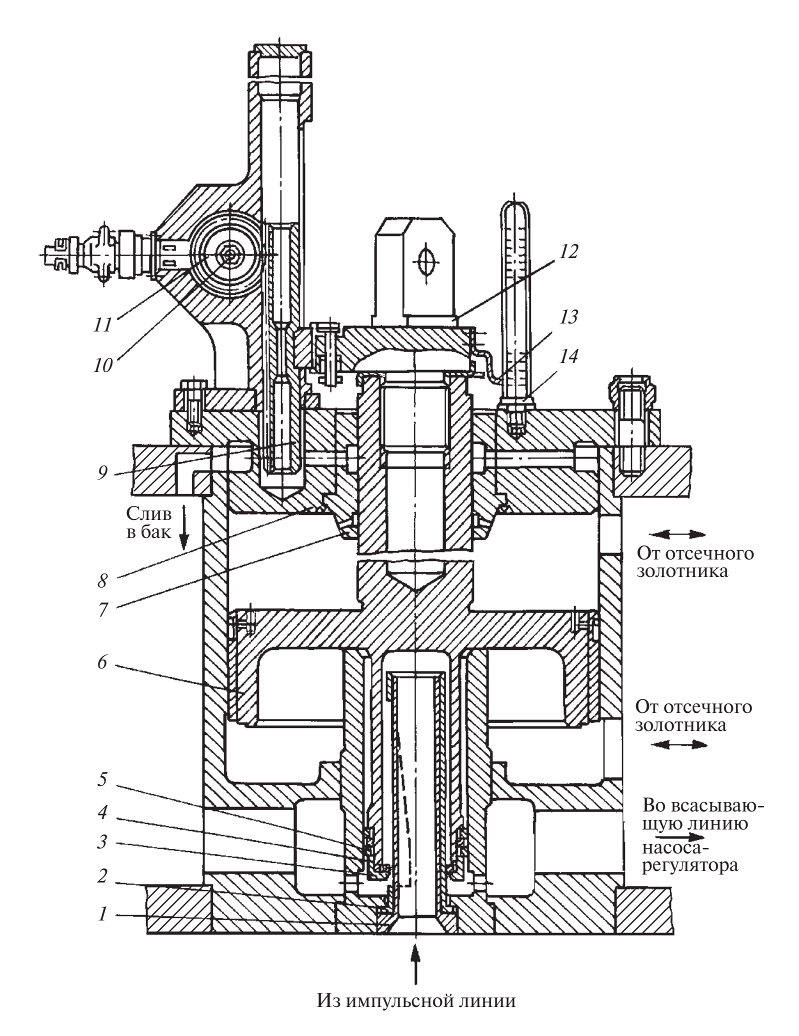


Рис. 17.5. Сервомотор:

1, 7 — втулки; *2* — трубка обратной связи; *3* — нажимная гайка; *4* — плавающее кольцо; *5* — уплотнительное кольцо; *6* — поршень; *8* — крышка; *9* — зубчатая рейка; *10* — сельсин; *11* — шестерня; *12* — проушина; *13* — указательная стрелка; *14* — стойка

цилиндрическими поверхностями кольца и втулки *1* и ограниченной с боков треугольным окном в трубке обратной связи. Через эту щель, площадь которой определяется углом развертки окна и положением поршня сервомотора, масло из импульсной линии сливается в линию всасывания насоса-регулятора. Этим осуществляется гидравлическая обратная связь сервомотора с отсечным золотником, возвращающая его в среднее положение.

Для гидравлической самоцентровки поршня сервомотора на нем выполнены лыски, а во втулке *7* — фрезерованные канавки, соединенные с верхней рабочей полостью сервомотора отверстиями малого диаметра.

Для контроля хода поршня сервомотора на крышке *8* установлена стойка *14* с нане-

сенной на ней шкалой, а на проушине *12* — указательная стрелка *13*. Кроме того, поступательное перемещение поршня сервомотора через зубчатую рейку *9* и шестерню *11* передается на сельсин *10*. Так как каждому положению поршня сервомотора соответствует определенный угол поворота якоря сельсина, то этот сигнал используется в качестве дистанционного указателя положения сервомотора, а значит, и регулирующих клапанов турбины.

Регулятор предельного давления (рис. 17.6) вступает в работу, когда давление воды за первой ступенью питательного насоса повысится до 5,8 МПа. Воздействуя на проточную импульсную линию, регулятор начнет ограничивать рост давления питательной воды прикрытием регулирующих клапанов турбины.

В качестве измерителя давления использован сильфон *3*, к которому через угловой *1* и предохранительный *2* клапаны поступает вода после первой ступени питательного насоса. В случае разрыва сильфона подвод воды к нему будет перекрыт клапаном *2*.

После вступления регулятора в работу усилие от давления воды на подвижное

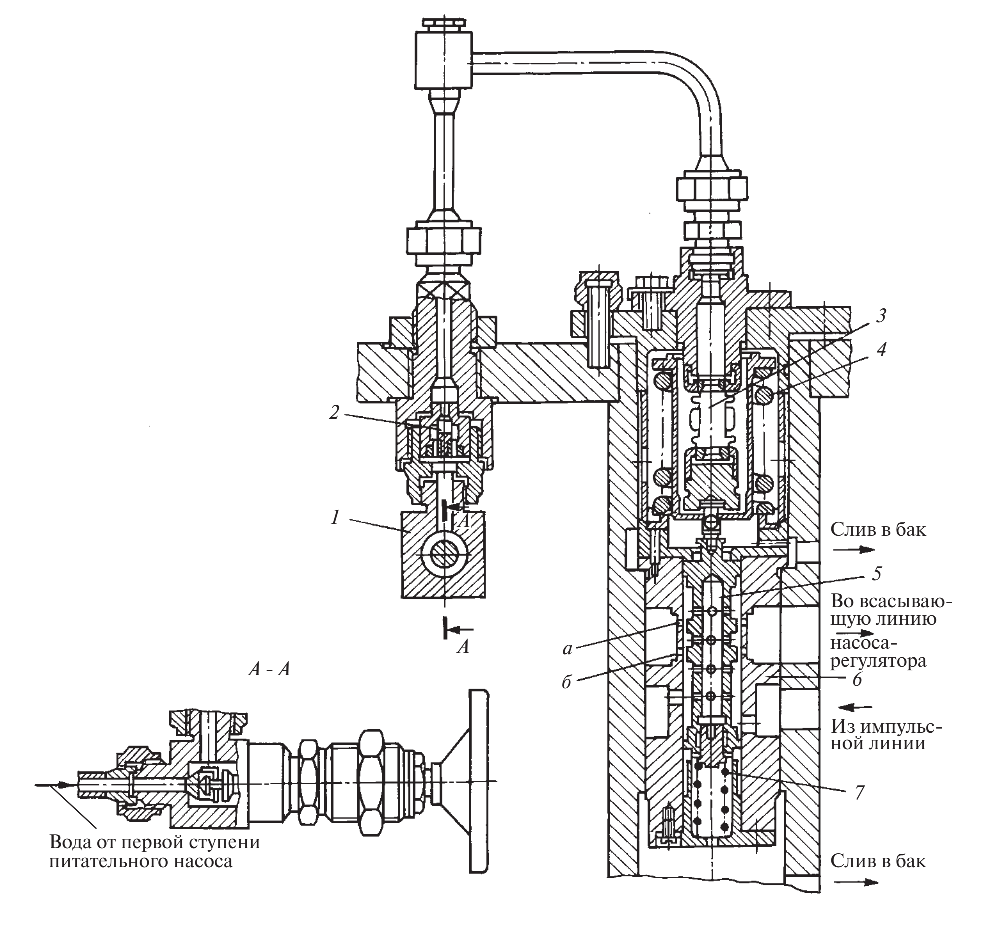


Рис. 17.6. Регулятор предельного давления:

1 — угловой клапан; *2* — предохранительный клапан; *3* — сильфон; *4, 7* — пружины; *5* — золотник; *6* — втулка

днище сильфона уравновешивается самим сильфоном и двумя пружинами *4* и *7*. Деформация сильфона передается золотнику *5*. Когда давление подведенной к сильфону воды превысит 5,8 МПа, золотник, перемещаясь вниз во втулке *6*, начнет открывать слив масла из импульсной линии через закрытые до этого регулирующие окна *a* и *b*, что приведет к прикрытию регулирующих клапанов турбины.

Реле закрытия регулирующих клапанов (рис. 17.7) предназначено для автоматического закрытия регулирующих клапанов турбины при срабатывании системы защиты.

Масло из линии нагнетания насосов регулирования через окна *а* втулки *2* и окна *б* золотника *4* поступает во внутреннюю полость последнего, из которой через дроссельную шайбу *1* направляется в проточную импульсную линию. В полость *в* с другой стороны золотника подведено масло из линии защиты, давление в которой равно давлению нагнетания насоса.

При взведенной защите усилие, создаваемое давлением масла в полости *в* на правый торец золотника, преодолевает усилие пружины *3* и усилие от давления масла в импульсной линии на левый торец золотника и прижимает золотник притертым пояском к торцу втулки *2*. В этом положении окна *а* открыты и масло через дроссельную шайбу поступает в импульсную линию.

При срабатывании какого-нибудь элемента системы защиты давление в линии защиты и, следовательно, в полости *в* резко падает до нуля. Под воздействием пружины золотник переместится вправо до упора, перекроет окна *а* и прекратит питание импульсной линии. Давление в ней упадет, и сервомотор закроет регулирующие клапаны.

При восстановлении давления масла в линии защиты реле автоматически взво-

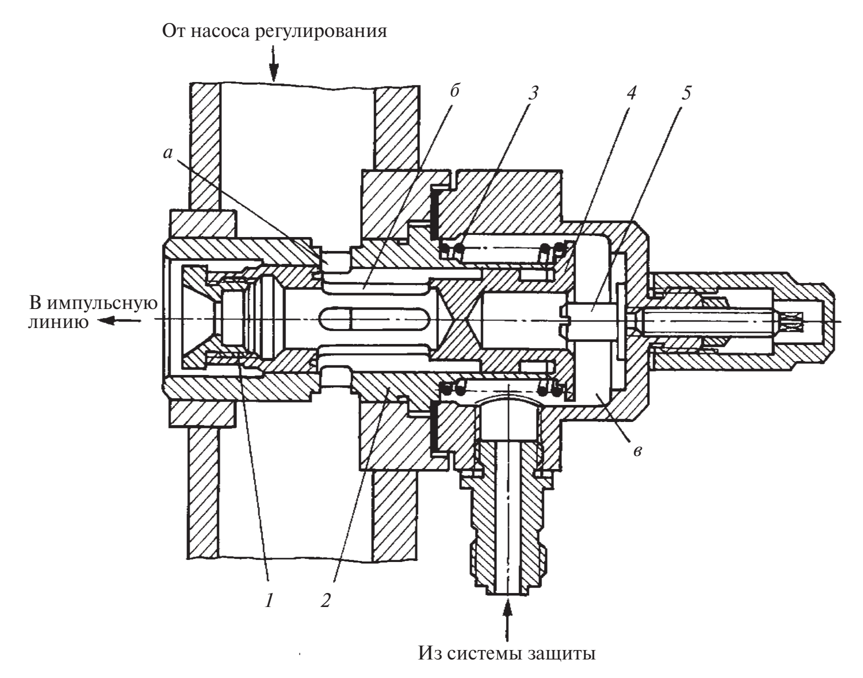


Рис. 17.7. Реле закрытия регулирующих клапанов:
1 — дроссельная шайба; *2* — втулка; *3* — пружина; *4* — золотник; *5* — упорный винт

дится и открывает подвод масла в импульсную линию.

Для отключения реле его золотник фиксируется в крайнем левом положении упорным винтом *5*.

Регулирующий клапан. В приводных турбинах питательных насосов ТЭС и АЭС КТЗ применяет дроссельное парораспределение с полным подводом пара к соплам первой ступени.

Пар после стопорного клапана поступает к двум одинаковым односедельным регулирующим клапанам с паровой разгрузкой (см. рис. 3.9), размещенным по обе стороны турбины и перемещаемым одним сервомотором.

Требуемая расходная характеристика клапана обеспечивается профилированием его дроссельного конуса.

17.5. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБОПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Назначение и принципы построения системы защиты турбонасосного агрегата и главной турбины энергоблока одинаковы и были рассмотрены в § 16.1.

Принципиальная схема системы защиты ТПН показана на рис. 17.8. В ее состав входят:

- стопорный клапан со своим сервомотором *1*;
- автомат безопасности *2* на валу шестерни редуктора со своим золотником автомата безопасности *3* и с золотником гидроопробования *4*;
- автомат безопасности *5* на валу турбины со своим ЗАБ *6*;
- гидравлическое реле давления в системе смазки *7*;
- два дистанционных выключателя *8* (на схеме показан один);
- пружинный гидроаккумулятор *9*.

Система защиты питается маслом от насосов регулирования общей системы маслоснабжения турбоустановки. Масло поступает к сервомотору стопорного клапана, пройдя через ряд последовательно включенных механизмов системы защиты. Если контролируемые ими параметры соответствуют нормам, масло свободно проходит по внутренним каналам механизмов к сервомотору стопорного клапана.

При срабатывании любого механизма защиты подача масла от насоса в нем перекрывается, линия защиты от этого механизма до сервомотора стопорного клапана соединяется со сливом в дренажный бак *10*. В результате стопорный клапан быстро закрывается под действием пружин своего одностороннего сервомотора.

К линии защиты подключено реле закрытия регулирующих клапанов, которое является связующим звеном между системами защиты и регулирования турбины. Эта связь является односторонней, т.е. при срабатывании системы защиты выдается команда на закрытие регулирующих клапанов турбины, в то время как система регулирования не оказывает никакого влияния на работу системы защиты.

Стопорный клапан будет быстро закрыт своим сервомотором при падении давления под его поршнем (в линии защиты) ниже 0,3 МПа, что может быть вызвано срабатыванием:

- автомата безопасности с ЗАБ на турбине или на редукторе;
- реле давления в системе смазки;
- дистанционных выключателей

или

- дистанционным воздействием на электромагниты дистанционных выключателей;
- воздействием вручную на золотники автоматов безопасности на турбине или на редукторе.

Автоматы безопасности, установленные на валу турбины и на валу шестерни редуктора, настраиваются на срабатывание при частоте вращения, на 10—12 % превышающей номинальную, т.е. при 3850—3920 мин$^{-1}$. Восстанавливающая частота

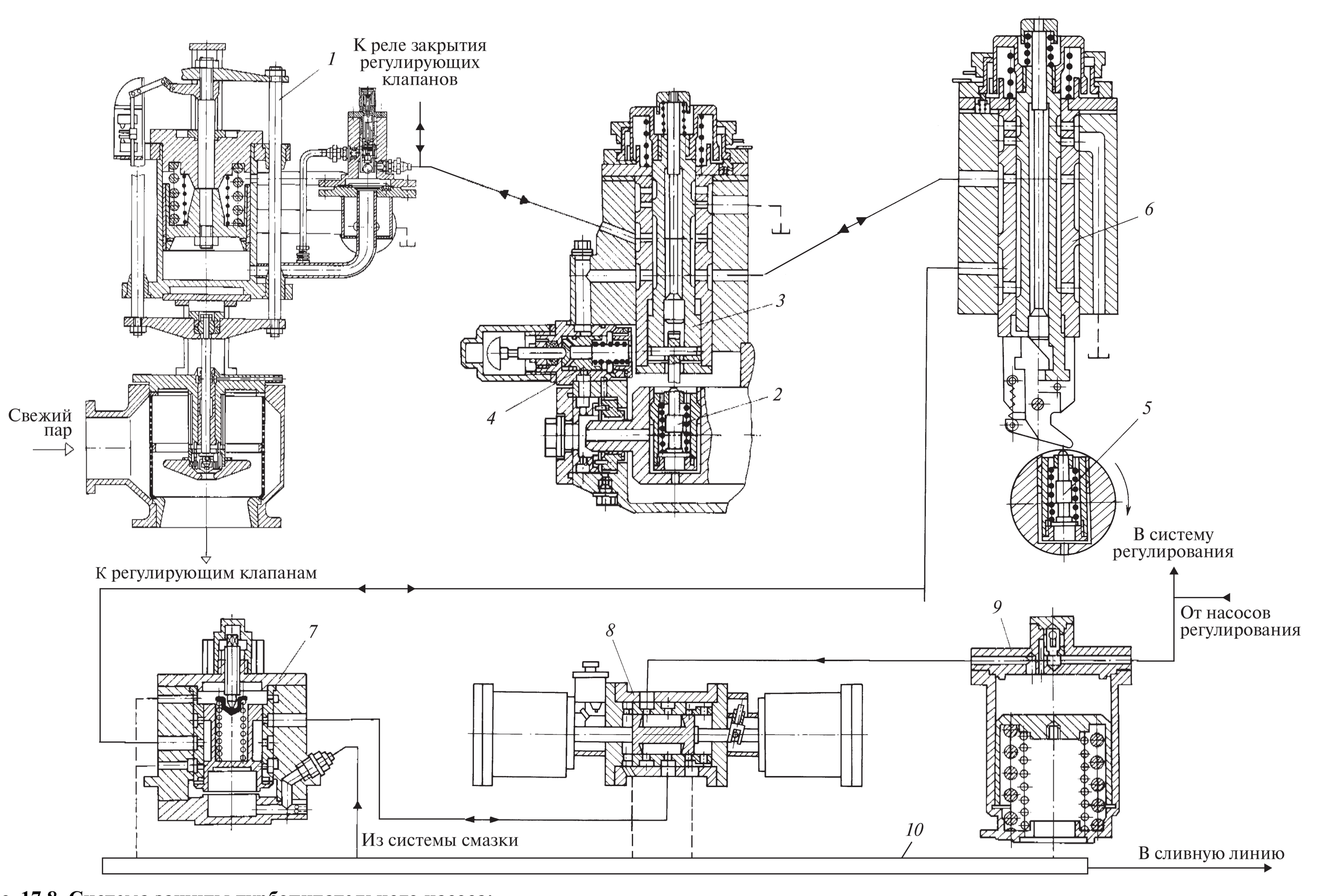


Рис. 17.8. Система защиты турбопитательного насоса:

1 — стопорный клапан; *2* — автомат безопасности на редукторе; *3, 6* — золотники автоматов безопасности; *4* — золотник гидроопробования; *5* — автомат безопасности на турбине; *7* — гидравлическое реле давления в системе смазки; *8* — дистанционный выключатель; *9* — пружинный гидроаккумулятор; *10* — дренажный бак

вращения автомата безопасности на турбине составляет 3550 мин$^{-1}$, на редукторе — 3450 мин$^{-1}$.

Для автомата безопасности, установленного на редукторе, предусмотрен золотник гидроопробования, с помощью которого можно испытать этот автомат безопасности на работающей турбине без повышения частоты вращения ротора и без закрытия стопорного клапана. Для этого ЗАБ ставится в положение «Испытание».

Гидравлическое реле давления в системе смазки срабатывает при падении давления масла перед задним опорным подшипником турбины (в точке подключения реле) до 20—30 кПа. Это соответствует снижению избыточного давления в системе смазки турбины до 60 кПа на уровне оси турбины.

Дистанционные выключатели срабатывают

- при осевом сдвиге ротора турбины, выходящем за пределы диапазона от –0,8 до +0,8 мм;
- повышении абсолютного давления в конденсаторе до 60 кПа;
- падении избыточного давления масла в системе смазки до 60 кПа на уровне оси турбины;
- воздействии аварийных защит бустерного и главного питательных насосов.

Гидроаккумулятор в течение 3 с предотвращает падение избыточного давления масла в линии защиты ниже 0,5 МПа при снижении давления масла за насосами системы регулирования во время перехода с рабочего насоса на резервный или при переключениях в сети собственных нужд.

17.6. КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ТПН

Стопорный клапан (рис. 17.9), предназначенный для быстрого прекращения повода пара в турбину при срабатывании системы защиты, установлен перед турбиной на своем фундаменте.

К боковому фланцу корпуса *1* стопорного клапана подсоединен паропровод свежего пара, к нижнему фланцу корпуса – патрубок отвода пара к регулирующим клапанам, а верхний фланец закрыт крышкой *2*, в которую запрессована направляющая втулка *12*. В корпусе установлено паровое сито *14* для предотвращения попадания в турбину посторонних предметов и запрессовано седло *17* в виде диффузора. Основной односедельный тарельчатый клапан *16* подвешен на штоке *13*. На конце штока как одно целое с ним выполнен разгрузочный клапан *15*, который при полностью закрытых регулирующих клапанах дает возможность разгрузить основной клапан от паровых усилий. Прижатием притертых конических поясков, выполненных на штоке и на торце направляющей втулки, при полностью открытом клапане шток самоуплотняется, что исключает протечку пара по штоку. Шток клапана через шаровое сочленение *11*, нижнюю траверсу *3*, тяги *4*, верхнюю траверсу *10* и шток *8* соединен с поршнем одностороннего сервомотора *5*.

В нижней части корпуса сервомотора имеется полость, в которую подводится проточная охлаждающая вода, чтобы он не нагревался от корпуса стопорного клапана.

Сервомотор управляется отсечным золотником с рычажной обратной связью, которые на рисунке не показаны.

Для повышения быстродействия и надежности системы защиты на некоторых приводных турбинах К-12-10ПА КТЗ устанавливается сервомотор стопорного клапана с мембранным выключателем (см. рис. 17.8).

Автомат безопасности на турбине. В качестве датчика частоты вращения в системе защиты турбины от разгона применен астатический механический центробежный автомат безопасности, установленный в радиальном сверлении вала турбины *1* (рис. 17.10).

Автомат безопасности вращается в плоскости, перпендикулярной оси враще-

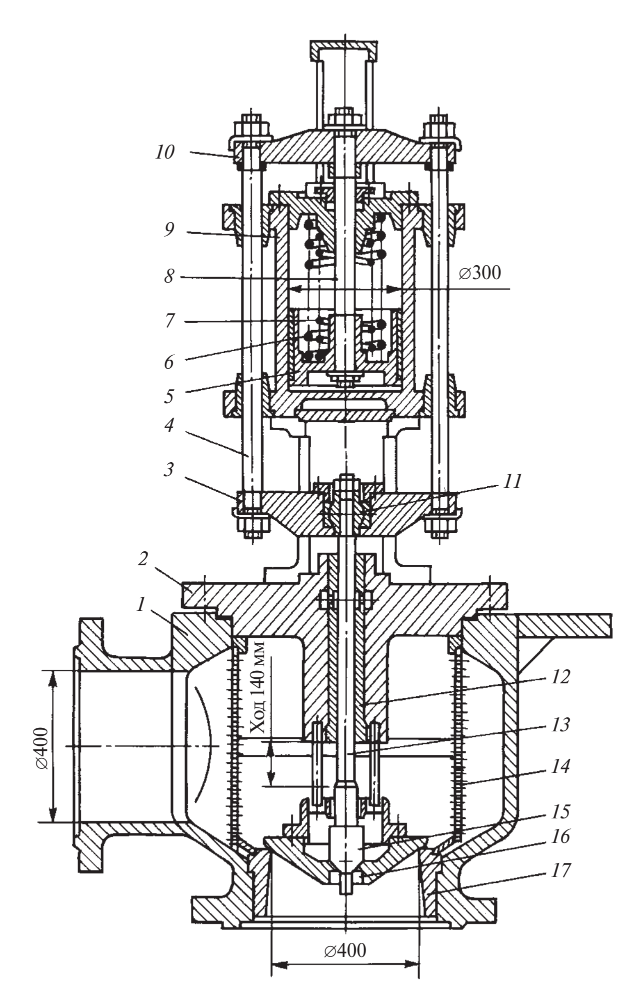


Рис. 17.9. Стопорный клапан:

1 — корпус клапана; *2* — крышка; *3* — нижняя траверса; *4* — тяга; *5* — поршень сервомотора; *6, 7* — пружины; *8* — шток; *9* — корпус сервомотора; *10* — верхняя траверса; *11* — шаровое соединение; *12* — направляющая втулка; *13* — шток клапана; *14* — паровое сито; *15* — разгрузочный клапан; *16* — основной клапан; *17* — седло

ния вала турбины. Центр масс бойка смещен относительно этой оси. При достижении частоты вращения срабатывания центробежная сила бойка *2* преодолевает усилие пружины *3* и боек астатически перемещается на полный ход. Выдвинувшись из втулки *4*, боек ударяет по рычагу *7* ЗАБ, вызывая срабатывание последнего и закрытие стопорного и регулирующих клапанов. Полный ход бойка до упора в буксу составляет около 5 мм, зазор между рычагом ЗАБ и валом — 1,5—2,0 мм.

После прекращения доступа пара в турбину частота вращения ротора через некоторое время начнет снижаться, и при так называемой восстанавливающей частоте

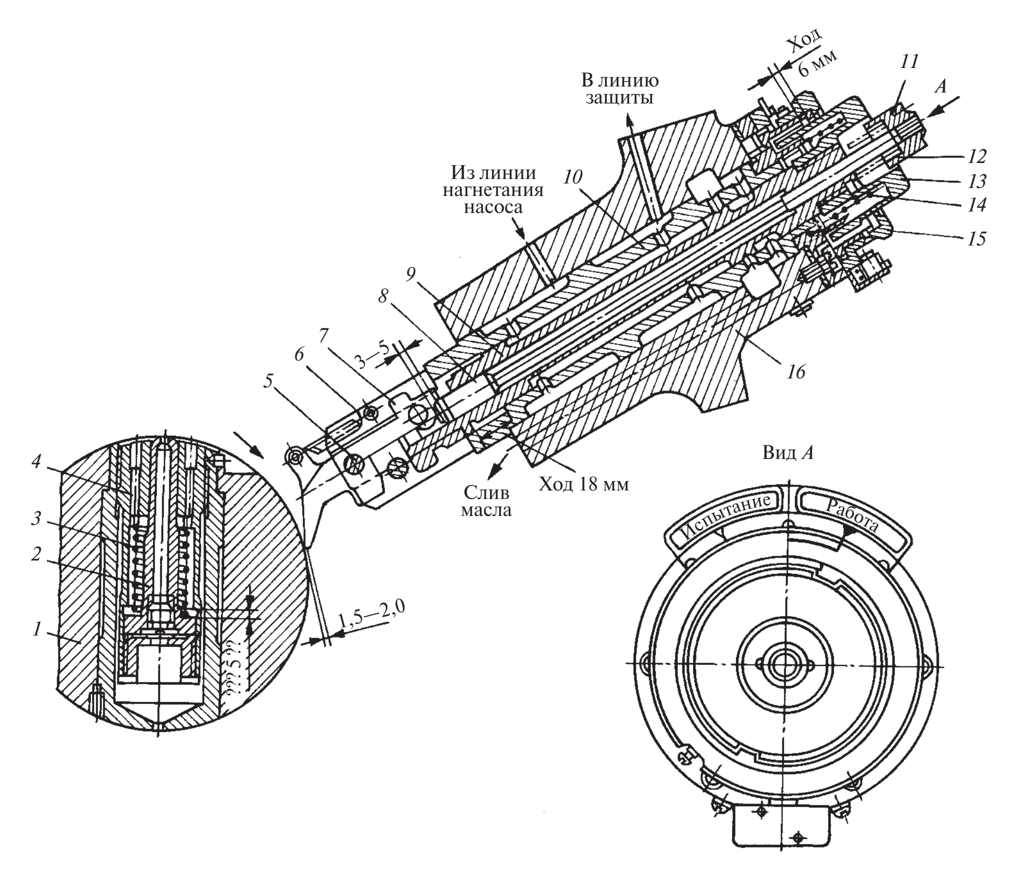


Рис. 17.10. Автомат безопасности на турбине и его золотник:

1 — вал турбины; *2* — боек; *3* — пружина; *4* — втулка; *5* — ось; *6* — пружина рычага; *7* — рычаг; *8* — шток; *9* — золотник; *10* — букса ЗАБ; *11* — кнопка; *12* — пружина штока; *13* — колпак; *14* — пружина золотника; *15* — маховичок; *16* — крышка переднего подшипника

вращения боек астатически возвратится в исходное состояние и даст возможность взвести ЗАБ.

Настройка автомата безопасности осуществляется завинчиванием или вывинчиванием его в резьбовом радиальном отверстии вала специальным ключом. При этом изменяется положение центра масс бойка при неизменном натяжении пружины. Для уменьшения частоты вращения срабатывания автомат вывинчивают, для увеличения — завинчивают.

На резьбе, по которой автомат безопасности завинчивается в вал, на равных расстояниях по окружности выполнены канавки для стопорения его после настройки. Поворот автомата на один промежуток между смежными канавками (на один зуб) изменяет частоту срабатывания примерно на 15 $мин^{-1}$.

Золотник автомата безопасности на турбине, установленный на крышке *16* (рис. 17.10) переднего подшипника турбины, при срабатывании отсекает подвод напорного масла в линию системы защиты и одновременно открывает слив масла из нее, вызывая этим быстрое закрытие стопорного и регулирующих клапанов.

В бронзовой буксе *10* перемещается золотник *9*. На буксе выполнены три кольцевые проточки, соединенные с внутренней полостью радиальными отверстиями. К нижней проточке подведено масло из линии нагнетания насоса, из средней масло поступает в линию защиты, а верхняя соединена со сливом.

Кольцевой проточкой на золотнике радиальные отверстия могут соединяться попарно. При соединении нижних отверстий со средними напорное масло поступает в линию защиты. При соединении средних отверстий с верхними подвод масла в линию защиты прекращается и она сообщается со сливом в картер подшипника.

В положении, изображенном на рис. 17.10, ЗАБ взведен. Пружина *14* золотника, упираясь в колпак *13*, стремится сдвинуть золотник вверх, но он удерживается в нижнем положении зубом рычага *7*, который шарнирно соединен осью *5* с буксой *10*.

При срабатывании автомата безопасности его боек ударяет по рычагу и тот поворачивается против часовой стрелки. Зуб рычага соскакивает с упора на золотнике, и пружина перемещает золотник на полный ход в крайнее верхнее положение. Отверстия питания линии защиты закрываются нижним поршеньком золотника, а верхний поршенек открывает слив из нее.

Чтобы вновь взвести ЗАБ после того, как частота вращения станет ниже восстанавливающей, надо нажать рукой на колпак и перемещать его вместе с золотником, сжимая пружину *14* до тех пор, пока рычаг под действием пружины *6* своим зубом не зацепится за упор на золотнике и будет удерживать его в этом положении.

ЗАБ может сработать не только под воздействием автомата безопасности, но и от нажатия на кнопку *11* ручного выключателя. В этом случае шток *8* повернет рычаг *7* в том же направлении, что и при ударе бойком, и выведет зуб рычага из зацепления с упором золотника. В верхнем положении шток удерживается пружиной *12*.

Для возможности опробования автомата безопасности его золотник оснащен отключающим устройством, позволяющим исключить останов турбины при срабатывании автомата безопасности. Устройство состоит из маховичка *15*, на котором закреплены кольцо и указательная стрелка. Кольцо на торце имеет два диаметрально расположенных выступа, а колпак *13* на поверхности соприкосновения с кольцом — два паза. Когда стрелка маховичка находится против надписи на шкале «Работа», выступы кольца располагаются над пазами колпака и не мешают золотнику переместиться на полный рабочий ход 18 мм. Если маховичок повернуть против часовой стрелки так, чтобы стрелка находилась против надписи «Испытание», бурт колпака даст возможность золотнику подняться только на 6 мм. При таком малом ходе золотник еще не перекрывает подвод масла в линию защиты и не открывает слив из нее.

Во время эксплуатации турбины ЗАБ должен находиться в положении «Работа». Для возможности контроля предусмотрен микровыключатель, который подает электрический сигнал при переводе ЗАБ в положение «Испытание».

Автомат безопасности на редукторе конструктивно не отличается от рассмотренного выше, но золотник этого автомата безопасности имеет устройство для гидравлического опробования последнего на рабочей частоте вращения. Его действие заключается в том, что нажатием на кнопку золотника *4* (см. рис. 17.8) открывается подвод напорного масла по осевому каналу вала шестерни редуктора под боек автомата безопасности. Теперь кроме центробежной силы на боек в том же направлении подействует дополнительная сила от давления масла, что вызовет срабатывание автомата безопасности и его золотника на рабочей

частоте вращения. Маховичок ЗАБ при этом должен находиться в положении «Испытание». В исходное положение золотник гидроопробования возвращается пружиной.

Дистанционный выключатель (рис. 17.11) служит для открытия подвода масла в линию системы защиты по сигналу с пульта управления и для прекращения подачи масла в эту линию с одновременным открытием слива из нее при поступлении электрических сигналов от датчиков защит или по сигналу с пульта управления (дистанционный останов).

Золотник *4* дистанционного выключателя перемещается во втулке *3* из одного крайнего положения в другое электромагнитами *1* и *7*. При работе турбины золотник сдвинут электромагнитом *1* в крайнее левое положение, как показано на рис. 17.11. В этом положении подвод напорного масла в линию защиты открыт. При срабатывании дистанционного выключателя электромагнит *7* перемещает золотник в крайнее правое положение и открывает слив масла из линии защиты, закрыв подвод в нее напорного масла. Сразу же после срабатывания электромагнит *7* обесточивается разрывом его цепи питания контактами концевого выключателя *2*. В крайних положениях золотник удерживается фиксатором *6*. Для предотвращения протечек масла по золотнику с обеих его сторон установлены уплотнительные кольца *5*.

Реле давления в системе смазки (рис. 17.12) служит для автоматического останова турбины при падении давления масла в системе смазки.

В расточке корпуса *3* установлена втулка *4*. Во втулке перемещается поршень *2* с двумя посадочными поясками, которыми он садится на соответствующие пояски крышки *1* в нижнем положении и втулки *4* в верхнем.

Сверху на поршень действует усилие от пружины *5*, верхний торец которой через тарелку *6* опирается на регулировочный винт *9*, ввинченный в верхнюю крышку *7* и закрытый колпачковой гайкой *8*.

Во втулке выполнены три ряда окон, которые могут попарно соединяться кольцевой полостью поршня. К верхним окнам подведено масло из линии нагнетания насоса, через средние окна масло поступает в линию защиты, а нижние окна соединены с дренажным масляным баком.

При нормальном давлении в системе смазки, масло из которой подведено в

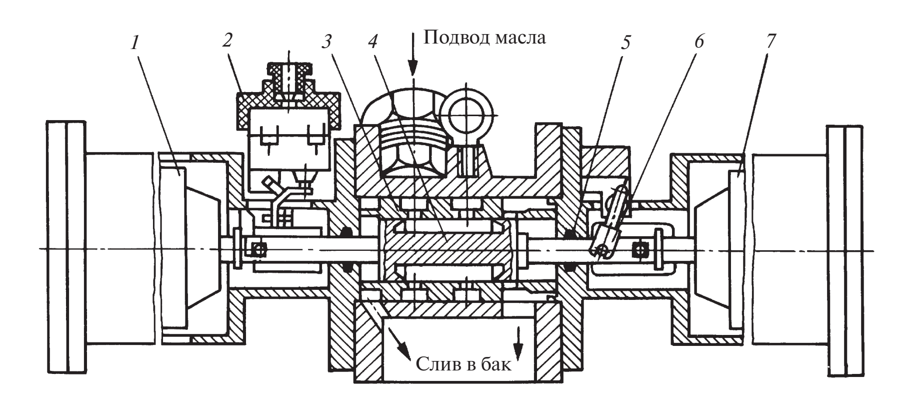


Рис. 17.11. Дистанционный выключатель:

1 — левый электромагнит; *2* — концевой выключатель; *3* — втулка; *4* — золотник; *5* — уплотнительное кольцо; *6* — фиксатор; *7* — правый электромагнит

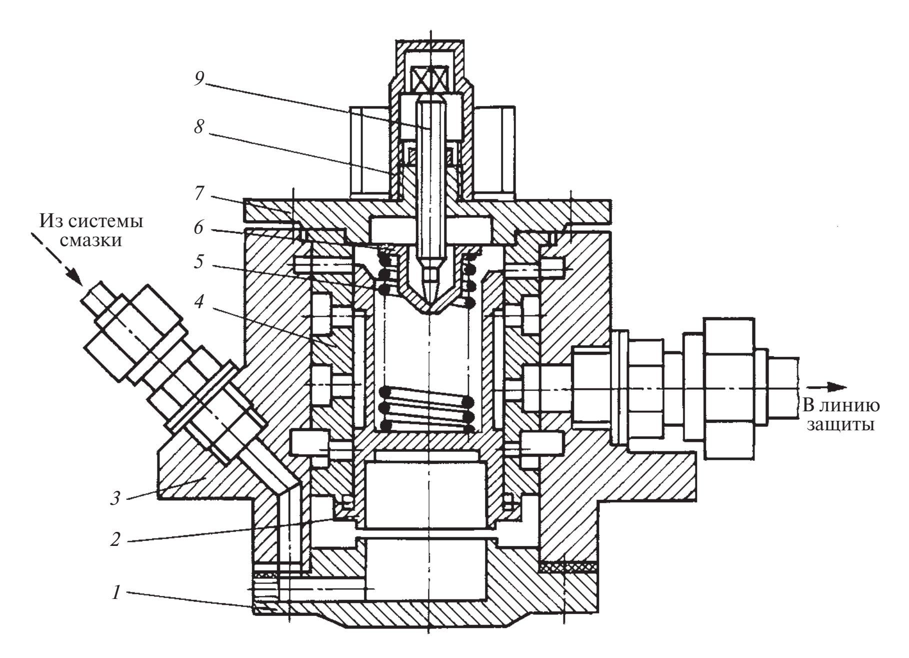


Рис. 17.12. Реле давления в системе смазки:
1 — нижняя крышка; *2* — поршень; *3* — корпус; *4* — втулка; *5* — пружина; *6* — тарелка; *7* — верхняя крышка; *8* — колпачковая гайка; *9* — регулировочный винт

камеру под поршнем *2*, последний удерживается в верхнем положении на упоре в посадочный поясок втулки. При этом кольцевая полость поршня соединяет верхние и средние окна втулки, что открывает подвод масла высокого давления в линию защиты, а нижние сливные окна будут закрыты.

При недопустимом снижении давления масла в системе смазки пружина *5* оторвет поршень от верхнего пояска. Так как теперь давление масла будет действовать на меньшую поверхность поршня, то пружина астатически переместит поршень вниз до упора в посадочный поясок нижней крышки. При этом поверхность поршня, на которую будет действовать давление масла, еще уменьшится и пружина надежно прижмет поршень к посадочному пояску.

В нижнем положении поршень закроет верхние окна втулки, отсекая подвод масла высокого давления в линию защиты, и одновременно откроет слив масла через нижние окна в масляный бак. В результате давление масла под поршнем сервомотора стопорного клапана резко упадет и стопорный клапан закроется. Одновременно сработает и реле закрытия регулирующих клапанов.

Настройка реле на срабатывание при определенном давлении осуществляется изменением начального натяжения пружины регулировочным винтом *9*.

На верхней крышке установлен указатель положения поршня.

Механический гидроаккумулятор (рис. 17.13) установлен на маслобаке блока масляных насосов.

Напорное масло из линии нагнетания насосов системы регулирования проходит через штуцер *I*, шаровой обратный клапан *6* в крышке *5*, камеру *А* и далее через штуцер *II* в систему защиты. При нормальном

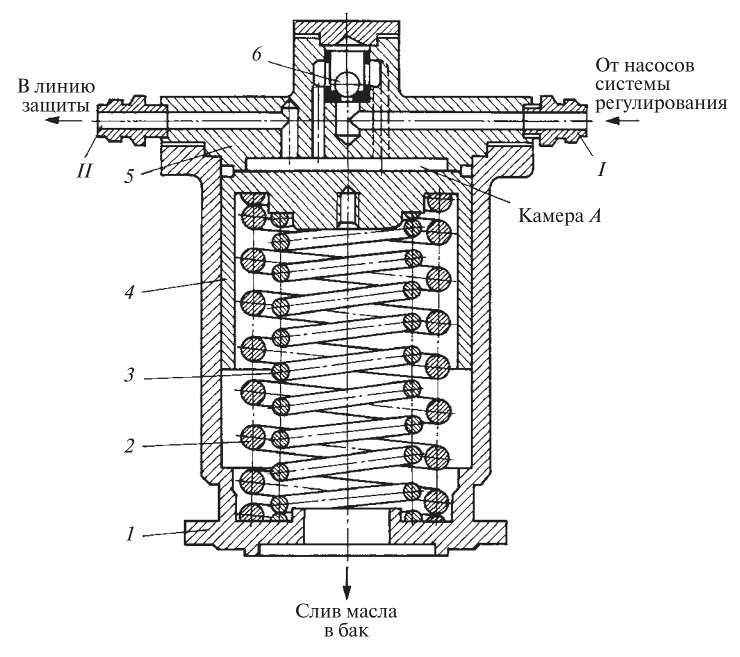


Рис. 17.13. Механический гидроаккумулятор:

1 — корпус; *2, 3* — пружины; *4* — поршень; *5* — крышка; *6* — шаровой обратный клапан; *I, II* — штуцеры

напоре насоса регулирования поршень *4* находится на нижнем упоре в корпусе *1*.

При глубоком снижении давления в линии нагнетания, что может быть при переходе на резервный насос или при переключениях в сети собственных нужд, поршень под действием пружин *2* и *3* будет двигаться вверх, вытесняя масло в линию системы защиты. При этом обратный клапан отсечет поступление масла через штуцер *I* в линию нагнетания насосов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему давление питательной воды создается не одним, а двумя насосами — бустерным и главным, включенными последовательно?
2. Каковы преимущества турбопривода питательного насоса по сравнению с электроприводом?
3. Почему турбопитательный насос не может использоваться как резервный?
4. Почему паровая турбина, предназначенная для привода бустерного и главного питательного насосов, работает с переменной частотой вращения?
5. Каково назначение САР приводной турбины и что входит в состав САР?
6. Как действует САР турбины при уменьшении (увеличении) подачи питательного насоса?
7. Как работает регулятор предельного давления?
8. Как осуществлена связь систем защиты и регулирования?
9. Зачем и как выполнена самоцентровка золотника трансформатора давления?
10. Для чего на кромках средних поршеньков отсечного золотника выполнены треугольные зубцы?
11. Как выполнена обратная связь сервомотора с отсечным золотником?
12. Как осуществлена разгрузка регулирующих клапанов турбины от паровых усилий?
13. Что входит в состав системы защиты турбопитательного насоса?

14. Что может вызвать закрытие стопорного клапана турбины?
15. При каких значениях параметров, контролируемых системой защиты, она срабатывает?
16. Для чего предназначен гидроаккумулятор в системе защиты?
17. Как автомат безопасности настраивается на частоту вращения, при которой он должен срабатывать?
18. Как на рабочей частоте вращения проводится гидравлическое опробование автомата безопасности на редукторе?
19. Чем достигнута астатичность работы реле давления в системе смазки?

Глава восемнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ЗАЩИТА ЭНЕРГОБЛОКА ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

18.1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Регулирование и защиту энергоблока геотермальной электростанции (ГеоЭС) рассмотрим на примере крупнейшей в России Мутновской ГеоЭС (МГеоЭС) на Камчатке с двумя энергоблоками мощностью по 25 МВт. Технологическая схема МГеоЭС показана на рис. 18.1.

Пароводяная смесь (ПВС) из продуктивных геотермальных скважин *1* поступает в сепараторы первой ступени *2* для предварительной сепарации и очистки от примесей. На каждом трубопроводе подвода ПВС к сепаратору кроме позиционной задвижки на начальном его участке (сразу за скважиной) непосредственно перед сепаратором установлены электрифицированные задвижки с байпасами. На одном из них имеется регулирующий клапан, который используется в пусковых режимах.

Паропроводы после сепараторов соединены перемычкой с электрифицированной секционной задвижкой, по обе стороны которой установлены по два регулирующего клапана для сброса излишков пара в шумоглушители *4*.

Сепарат из сепараторов насосами *5* откачивается в реинжекционные скважины *6*. Некоторая его часть используется для подогрева воды в системе теплофикации.

Отсепарированный пар для промывки и окончательной сепарации направляется в станционные сепараторы второй ступени *7*. Сепарат из них под действием перепада давления отводится в бассейн аварийного сброса *9* через водо-водяные теплообменники *8*, являясь греющей средой для промывочной воды, которая подается насосами *10* из конденсаторов турбин.

Тепловая схема паротурбинной части энергоблока МГеоЭС более подробно представлена на рис. 18.2.

После сепаратора второй ступени (скруббера) свежий пар подводится по двум трубопроводам, соединенным перемычкой, и через быстрозапорные захлопки *2* и регулирующие заслонки *3* поступает в проточную часть двухпоточной турбины *4*. Паровые сита *1* перед быстрозапорными захлопками устанавливаются на время пусконаладочных работ.

Отработавший в турбине пар направляется в секции смешивающего конденсатора *6*, где конденсируется на струях охлаждающей воды, которая поступает из бассейна градирни самотеком под действием разности геометрических уровней и перепада давления.

Как показано на рис. 18.1, из конденсатора *14* охлаждающая вода, смешанная с конденсатом, станционными циркуляционными насосами *15*, имеющими рециркуляцию для поддержания уровня в конденсаторе, возвращается в градирню *13*. Градирня — мокрого типа с вентиляторами для принудительного охлаждения распыленной воды потоком воздуха. Избыток воды из системы охлаждения насосами *16* откачивается в реинжекционные скважины.

Неконденсирующиеся газы удаляются из конденсатора двухступенчатой системой. Первая ступень (см. рис. 18.2) включает в себя четыре основных пароструйных эжектора *7* с двумя охладителями *8*, в которые охлаждающая вода, как и в конденсатор, поступает самотеком из бассейна градирни. Вторая ступень имеет два водокольцевых вакуумных насоса *9*, один из которых является резервным.

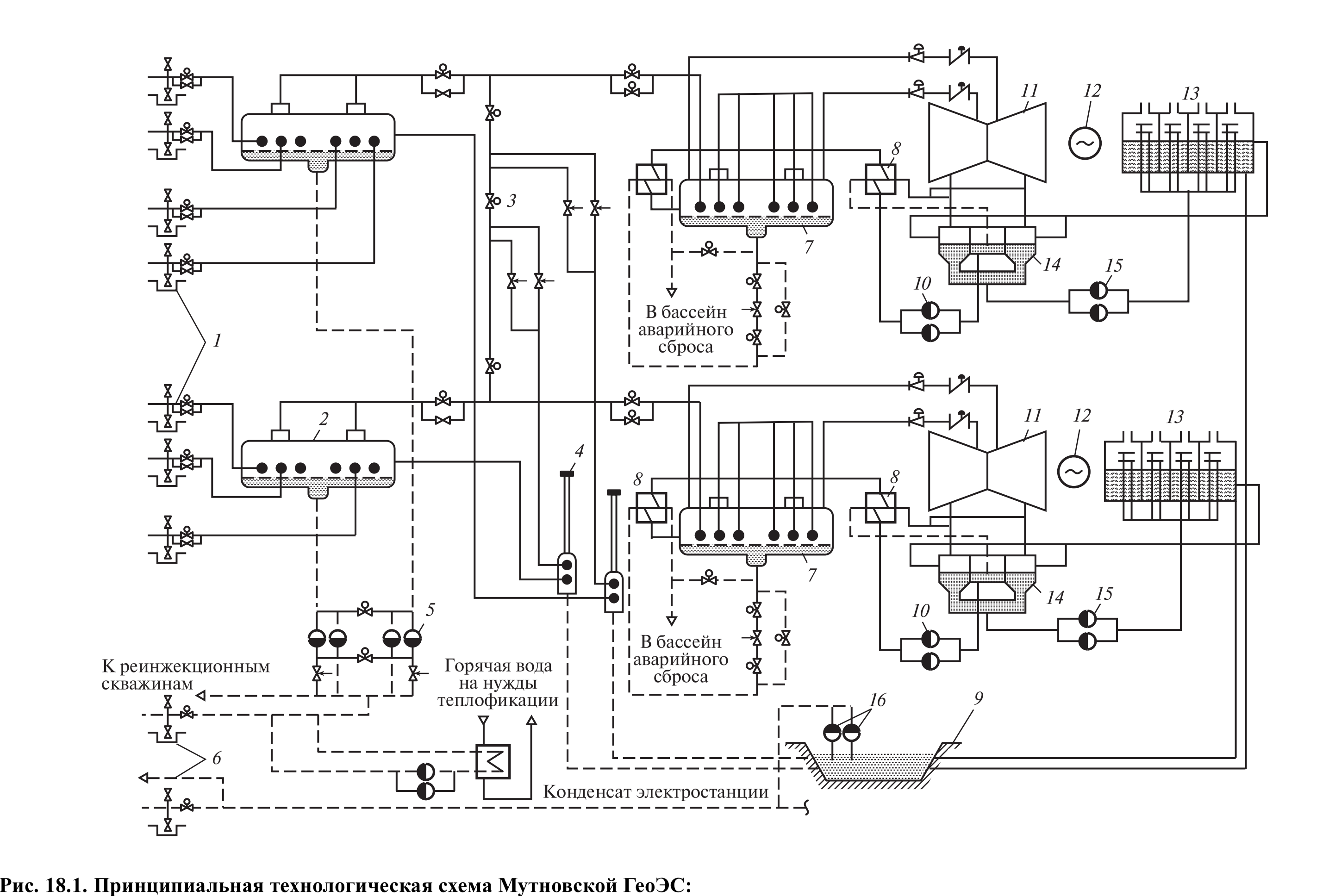


Рис. 18.1. Принципиальная технологическая схема Мутновской ГеоЭС:

1 — продуктивные геотермальные скважины; *2* — сепаратор первой ступени; *3* — секционная задвижка; *4* — шумоглушитель; *5* — насос сепарата; *6* — реинжекционные скважины; *7* — сепараторы второй ступени (скрубберы); *8* — регенеративные теплообменники; *9* — бассейн аварийного сброса; *10* — насосы промывочной воды; *11* — турбины; *12* — генераторы; *13* — градирни; *14* — смешивающие конденсаторы; *15* — циркуляционные насосы; *16* — насосы бассейна

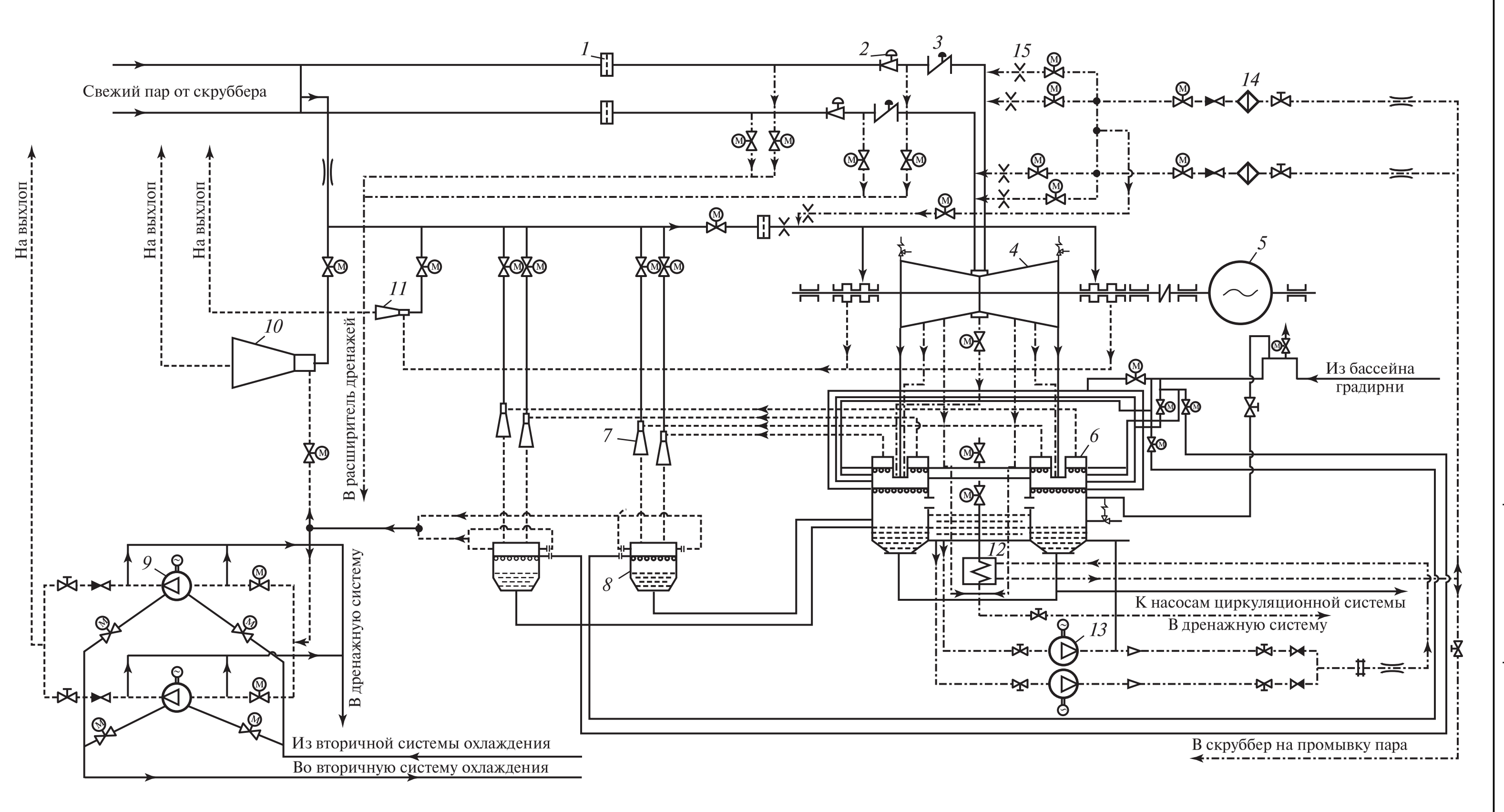


Рис. 18.2. Тепловая схема паротурбинной части энергоблока МГеоЭС:
1 — паровое сито; *2* — быстрозапорная захлопка; *3* — регулирующая заслонка; *4* — турбина; *5* — генератор; *6* — смешивающий конденсатор; *7* — основной пароструйный эжектор; *8* — охладитель блока эжекторов; *9* — водокольцевой вакуумный насос; *10* — пускорезервный эжектор; *11* — эжектор уплотнений; *12* — регенеративный теплообменник; *13* — насос промывочной воды; *14* — фильтр; *15* — форсунка

Для ускорения набора вакуума в конденсаторе при пуске турбины предусмотрен пускорезервный пароструйный эжектор *10*, который, кроме того, резервирует вакуумные насосы.

Паровоздушная смесь из уплотнений турбины отсасывается пароструйным эжектором уплотнений *11*, который, как и основные эжекторы, питается свежим паром из перемычки основных паропроводов, подаваемым также на запирание уплотнений.

Выхлопы эжектора уплотнений, пускорезервного эжектора и вакуумных насосов направлены в атмосферу. Смесь охлаждающей воды и конденсата рабочего пара основных эжекторов из их охладителей сбрасывается в конденсатор.

Не показанные на рис. 18.2 маслоохладители и воздухоохладители генератора включены в замкнутый контур вторичной системы охлаждения, подпитываемой водой из артезианской скважины.

Для промывки проточной части и концевых уплотнений турбины используется конденсат, отсепарированный в турбине, который при ее работе непрерывно поступает в бак промывочной воды, расположенный в средней секции конденсатора. Промывочная вода подогревается в регенеративном теплообменнике и двумя насосами, один из которых резервный, через блоки фильтров *14* подается к форсункам *15* впрыска ее в трубопроводы подвода пара в турбину и к концевым уплотнениям.

Расход воды на промывку проточной части регулируется изменением комбинации включения форсунок.

18.2. АСУ ТП МУТНОВСКОЙ ГЕОЭС

АСУ ТП Мутновской ГеоЭС выполнена на базе аппаратуры ТПТС51 и ОМ650. Структурная схема комплекса технических средств АСУ ТП, показанная на рис. 18.3, имеет много общего с реализованной на такой же аппаратуре АСУ ТП энергоблока мощностью 800 МВт, подробно рассмотренной в § 12.7.

Объект управления с его многочисленными аналоговыми, дискретными и термоэлектрическими датчиками, регулирующей и запорной аппаратурой, электродвигателями исполнительных механизмов, выключателями, разъединителями и прочим связан с ПТК через панели промреле и промклеммников. Связи осуществлены индивидуальными проводными соединениями.

Нижний контроллерный уровень представляет собой распределенную микропроцессорную систему, которая выполняет все функции прямого цифрового управления (автоматическое регулирование, логическое управление разных уровней, защиты, блокировки, предварительная обработка информации для решения задач верхнего уровня).

На верхнем информационно-вычислительном и управляющем уровне АСУ ТП, реализованном на аппаратуре ОМ650, решаются задачи оперативного контроля и управления, выполняются архивирование, протоколирование информации и др.

Особенностью схемы является наличие в ней сервера удаленной связи, осуществляющего через спутник связь с операторским терминалом в Москве.

Иерархическая структура программно-алгоритмического обеспечения АСУ ТП показана на рис. 18.4.

Самый нижний уровень этой иерархии образует логика контроля и управления арматурой (задвижки, соленоидные и регулирующие клапаны, двигатели и др.).

Следующий уровень образуют устройства АВР, блокировки и САР, управляющие оборудованием, входящим в определенные технологические группы. Блокировки, устройства АВР и САР могут работать в двух режимах: дистанционном («ДИСТ») и автоматическом («АВТ»). Логика переключений, реализуемая блокировками и устройствами АВР, активна только в режиме «АВТ». Выбор режима доступен оператору

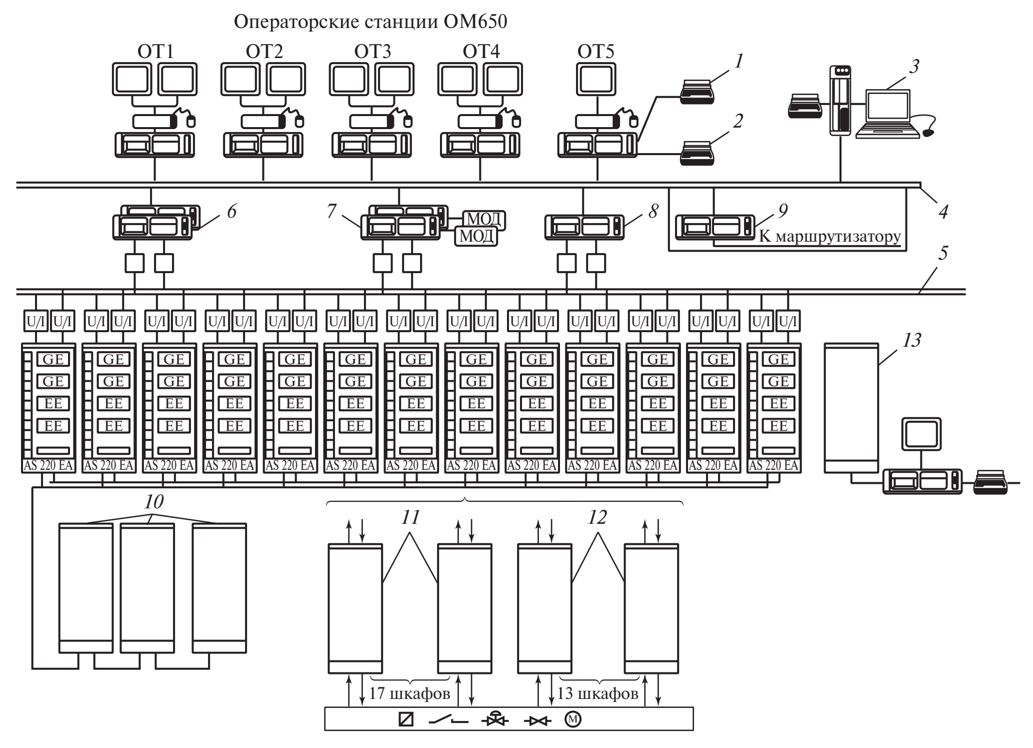


Рис. 18.3. Структурная схема комплекса технических средств АСУ ТП МГеоЭС:

1 — матричный принтер; *2* — струйный цветной принтер; *3* — инженерная станция ES 680; *4* — шина терминалов SINEC H1F0; *5* — резервированная магистральная шина CS275; *6* — обрабатывающее устройство PU; *7* — обрабатывающее/серверное устройство PU/SU; *8* — шлюз; *9* — сервер удаленной связи; *10* — шкафы питания; *11* — шкафы промреле; *12* — кроссовые шкафы; *13* — шкаф УСО Oscillostore

и программам более высокого уровня управления.

Пошаговые программы следующего уровня управляют отдельными технологическими группами, переводя их из произвольного начального состояния в требуемое конечное состояние в соответствии с режимом работы блока.

Программой наивысшего уровня иерархии является программа пуска/останова блока, которая управляет пошаговыми программами, запуская их в требуемой последовательности, и выводит блок на начальную нагрузку 2 МВт. Дальнейшее изменение нагрузки блока в соответствии с диспетчерским графиком осуществляется оператором с экрана терминала на БЩУ.

Следует отметить, что некоторые операции заполнения трубопроводов рабочей средой при пуске не автоматизированы и должны быть предварительно выполнены либо по месту, либо дистанционно оператором.

Устойчивая работа блока как в энергосистеме, так и на выделенную нагрузку (режимы плавки гололеда и собственных нужд) обеспечивается поддержанием частоты вращения турбины и/или вырабатываемой ею мощности, а также давления пара перед турбиной. Эти функции выполняет система регулирования турбины.

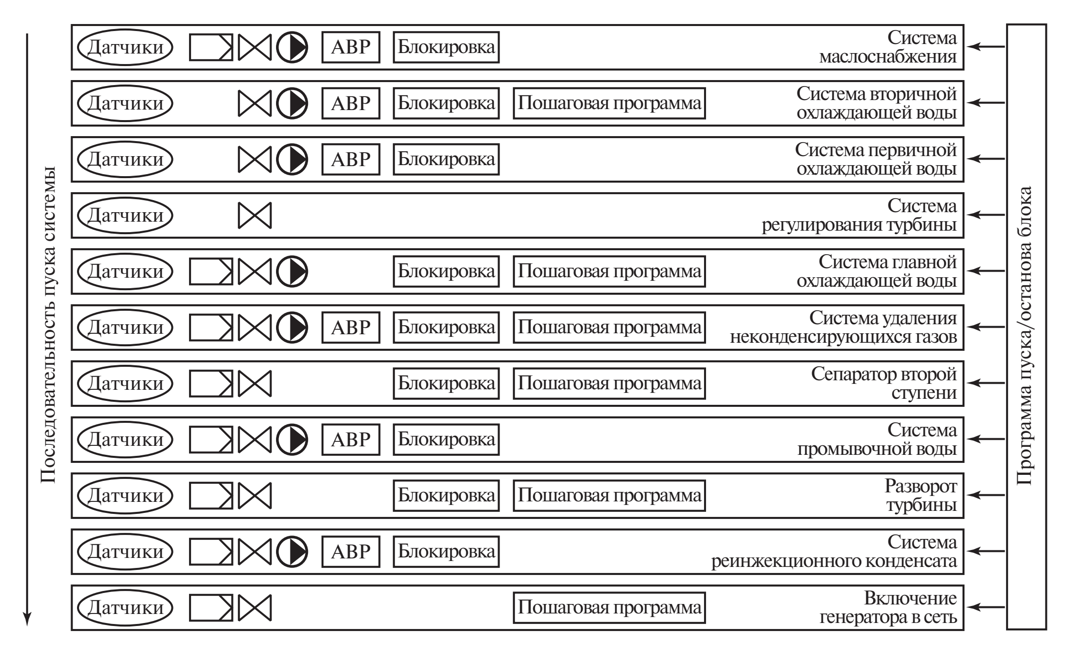


Рис. 18.4. Иерархическая структура управления энергоблоком МГеоЭС

18.3. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Электрогидравлическая система регулирования паровой турбины К-25-0,6 Гео КТЗ (рис. 18.5) состоит из электронной управляющей и гидромеханической исполнительной частей.

В электронную управляющую часть (ЭУЧ), реализованную в составе АСУ ТП ГеоЭС, входят:

- четыре электрических датчика частоты вращения;
- электронный регулятор турбины;
- два электрогидравлических преобразователя для перемещения отсечных золотников гидромеханических приводов поворотных регулирующих заслонок.

Гидромеханическая исполнительная часть (ГМЧ) состоит из двух блоков, в состав которых входят по два сервомотора двустороннего действия, создающих пару сил для поворота регулирующих заслонок. Оба сервомотора блока управляются одним отсечным золотником по сигналам, поступающим из электронного регулятора через ЭГП.

Основные характеристики системы регулирования приведены ниже:

Диапазон изменения частоты вращения . . . . $(0…1,05)n_0$

Степень неравномерности регулирования . . . . 0,045 ± 0,005

Степень нечувствительности . . . . . Не более 0,3 %

Точность поддержания заданной мощности . . . . Не ниже $\pm 0,01N_{\text{ном}}$

В электронный регулятор турбины, управляющий поворотными заслонками, входит несколько контуров (регуляторов).

Контур регулирования частоты вращения представляет собой ПИД-регулятор с изменяемой структурой, автоподстройкой параметров в зависимости от режима работы блока и сложным формированием задания.

При развороте турбины *регулятор частоты вращения* управляет одной из заслонок, выбранной оператором кнопкой предвыбора с экрана операторского терминала. Задатчик частоты вращения при пуске может работать в одном из двух режимов.

В дистанционном режиме задание меняется с экрана операторского терминала. В автоматическом режиме задание поступает от программатора разворота через ограничитель темпа задания. Требуемая программа разворота обеспечивается пошаговой программой пуска, воздействующей дискретными сигналами на программатор, действие которого может быть приостановлено по сигналу тепломеханического состояния турбины.

При частоте вращения, превышающей 2850 $мин^{-1}$, отключается дифференциатор, изменяются коэффициент усиления и постоянная времени регулятора.

После выхода на подсинхронную частоту вращения (выше 2950 $мин^{-1}$) подается команда на синхронизацию генератора с сетью, интегратор отключается от входа регулятора и используется для точного выравнивания частоты вращения турбогенератора с частотой сети.

После включения генератора в сеть регулирующие заслонки управляются либо дистанционно оператором, либо автоматически регулятором мощности.

В аварийных режимах регулятор мощности отключается и на задатчик положения заслонок поступают дискретные сигналы, зависящие от состояния технологического процесса. К аварийным режимам относятся:

- недостоверность сигнала электрической мощности;
- отклонение фактической частоты вращения от заданной более чем на 30 $мин^{-1}$;
- резкое снижение мощности (более 3 МВт менее чем за 176 мс);
- резкое повышение частоты вращения (более 30 $мин^{-1}$ менее чем за 172 мс);
- отключение одного из циркуляционных насосов.

Регулятор мощности представляет собой ПИ-регулятор с корректором по частоте сети, который определяет степень неравномерности регулирования. Из-за существенной нелинейности расходных характеристик регулирующих заслонок коррекция по частоте осуществляется с переменным коэффициентом усиления: $k = 0{,}25$ при $N_э < 3$ МВт и $k = 0{,}5$ при $N_э >$ > 4,5 МВт. Набор мощности ограничивается максимально допустимым значением 27,5 МВт.

Регулятор предельного давления свежего пара является простейшим регулятором давления, работающим в режиме «до себя». При быстром увеличении нагрузки давление перед турбиной падает и регулятор перехватывает управление заслонками, препятствуя снижению давления ниже заданного. Обратный переход наступит при снижении нагрузки блока или при увеличении производительности скважин.

Для компенсации нелинейностей и люфтов регулирующих заслонок и ЭГП предусмотрены *позиционеры* — корректирующие регуляторы, которые приводят положение заслонок в точное соответствие с заданием.

Работа системы регулирования. При изменении частоты сети изменяется частота вращения ротора турбины. Сигнал от датчиков, включенных по схеме «два из трех», поступает в электронный регулятор частоты вращения, который формирует управляющий сигнал на электрогидравлические преобразователи *11* (рис. 18.5), перемещающие отсечные золотники гидроприводов поворотных гидравлических заслонок.

Отсечной золотник *9* управляет подводом силового масла в рабочие полости обоих двусторонних сервомоторов, образующих блок *8*, штоки которых через рычажные связи соединены с поворотной регулирующей заслонкой *7* и воздействуют на нее парой сил. Шток одного из сервомоторов рычагом обратной связи соединен с подвижной буксой отсечного золотника. На приводе заслонки установлен аналоговый датчик ее положения. При пуске турбины и синхронизации генератора с сетью сигнал

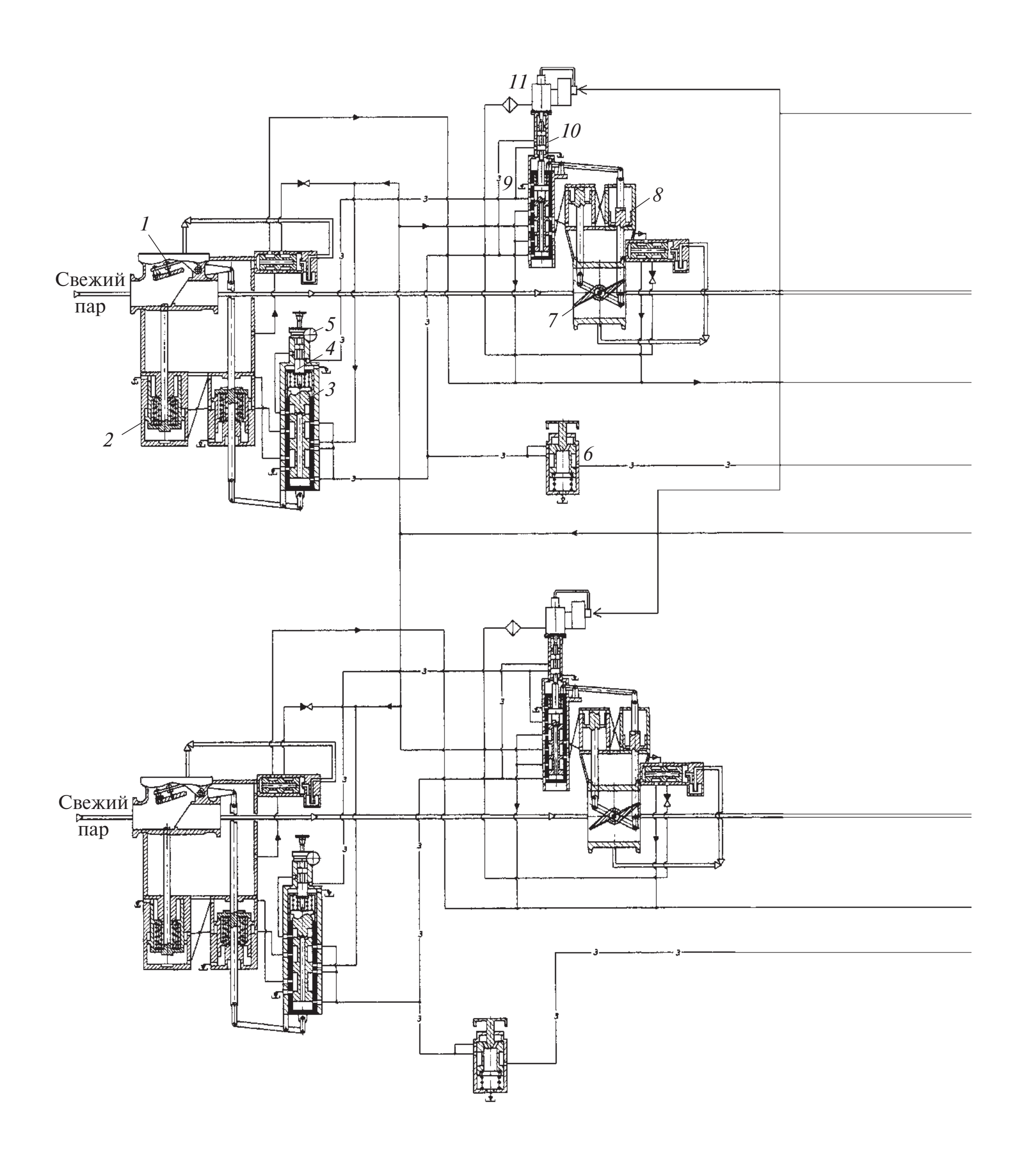
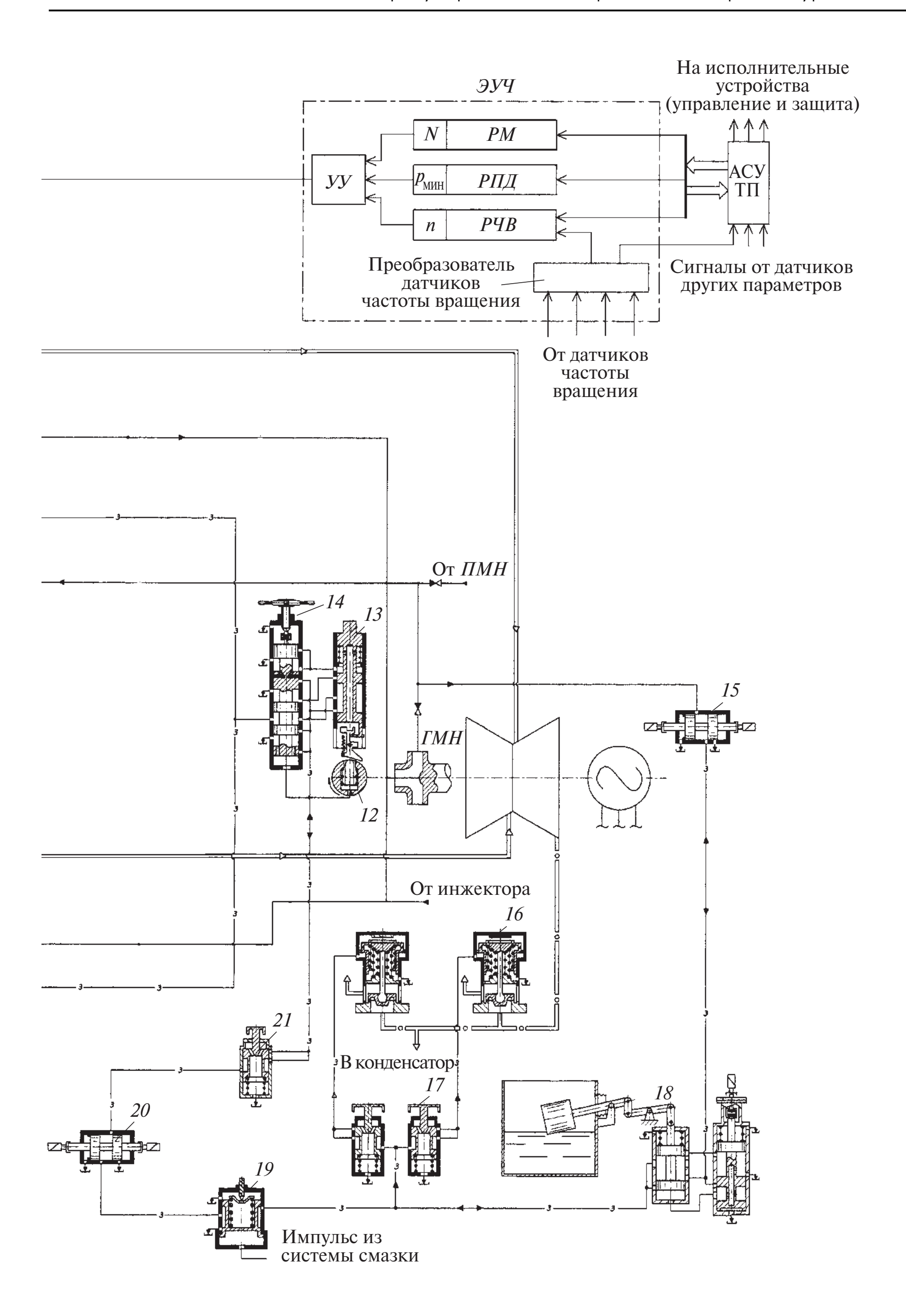


Рис. 18.5. Электрогидравлическая система регулирования и защиты паровой турбины К-25-0,6 Гео КТЗ:

1 — быстрозапорная захлопка (БЗ); *2* — блок сервомоторов БЗ; *3* — управляющий отсечной золотник; *4* — блокирующий золотник; *5* — электромеханический привод; *6* — расхаживатель; *7* — регулирующая заслонка; *8* — блок сервомоторов регулирующей заслонки; *9* — отсечной золотник; *10* — блокирующий золотник; *11* — ЭГП; *12* — механический автомат безопасности (АБ); *13* — золотник АБ; *14* — расхаживатель АБ; *15* — дистанционный выключатель турбоустановки; *16* — клапан подрыва вакуума (КПВ);



17 — расхаживатель КПВ; *18* — блок-реле уровня в конденсатосборнике; *19* — реле давления в системе смазки; *20* — дистанционный выключатель турбины; *21* — ручной выключатель; *УУ* — устройство управления; *РМ* — регулятор мощности; *РПД* — регулятор предельного давления; *РЧВ* — регулятор частоты вращения; *ПМН* — пусковой масляный насос; *ГМН* — главный масляный насос

на ЭГП поступает от МУТ, а при работе турбины в энергосистеме — от регулятора мощности, которые входят в состав ее электронного регулятора.

Пуск турбины, синхронизация генератора и работа с малой мощностью требуют небольших расходов пара и, следовательно, малых открытий заслонок. Работа турбины оказывается более устойчивой, если на этих режимах пар в турбину подводится через одну заслонку при закрытой второй, которая автоматически включается в работу после открытия первой заслонки на угол 9—13°. В дальнейшем обе заслонки движутся синхронно.

Между отсечным золотником и штоком ЭГП установлен блокирующий золотник *10*, гидравлические связи в котором выполнены таким образом, чтобы не допустить несанкционированного открытия заслонки после срабатывания защиты (после падения давления масла в линии защиты) даже в том случае, если в электронном регуляторе остался сигнал на открытие заслонки. Таким образом, управление заслонкой возобновляется только после перевода ЭГП в положение «закрыто».

Рабочей жидкостью в гидравлической части САР является минеральное масло с давлением 1,0 МПа, создаваемым главным масляным насосом, установленным на валу турбины. Маслоснабжение системы регулирования при пуске и останове турбины обеспечивается пусковым электронасосом с давлением около 0,8 МПа.

18.4. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

Система защиты турбоустановки выполнена двухконтурной: контур, включающий в себя защиты конденсатора и турбины, является общим для всей турбоустановки, другой контур относится к защите собственно турбины.

Исполнительной частью контура защиты собственно турбины являются две поворотные быстрозапорные захлопки *1* с гидромеханическим силовым приводом (см. рис. 18.5). Захлопка выполнена в виде тарельчатого клапана с разгрузкой по расходу. Привод захлопки представляет собой блок из двух сервомоторов одностороннего действия *2*, создающих пару сил на поворотном рычаге захлопки. Управляющий отсечной золотник *3* с электроприводом (ручной привод — дублирующий) дает возможность дистанционного управления и частичного (не на полный ход) расхаживания захлопки при работе турбины.

Между управляющим золотником и штоком электромеханического привода быстрозапорной захлопки установлен блокирующий золотник *4*. Он исключает несанкционированный пуск (открытие захлопки) после срабатывания защиты в том случае, когда оставшееся положение привода соответствует открытой захлопке. Чтобы открыть захлопку, привод необходимо перевести в положение «закрыто». Блокирующие золотники быстрозапорной захлопки и регулирующей заслонки гидравлическими связями соединены последовательно, что делает невозможным открытие захлопки при незакрытой заслонке.

Захлопки закрываются под действием пружин, установленных в сервомоторах, при падении давления в линии защиты до 0,3 МПа.

Для проверки функционирования захлопок и заслонок и расхаживания их на полный ход перед пуском турбины и поочередно в процессе эксплуатации предназначены расхаживатели *6*, установленные на линиях защиты каждого паровпуска.

Исполнительной частью защиты конденсационной установки являются два клапана подрыва вакуума *16* тарельчатого типа с гидроприводом от сервомотора одностороннего действия. Перед каждым клапаном установлены ручные расхаживатели *17* для проверки функционирования и расхаживания этих клапанов.

Сигналы на срабатывание системы защиты поступают от гидромеханических элементов защиты непосредственно и от датчиков АСУ ТП через два дистанционных выключателя с электромагнитными приводами — выключателя турбоустановки *15* и турбины *20*.

Турбина аварийно останавливается прекращением подачи пара при поступлении на электромагнит дистанционного выключателя турбины сигналов от электрических датчиков:

при повышении

- частоты вращения ротора до 3330 мин$^{-1}$;
- давления масла за главным масляным насосом до 1,2 МПа (дублирование сигнала повышения частоты вращения);
- давления свежего пара перед турбиной до 0,85 МПа;
- вибрации подшипников турбины или генератора до 11,2 мм/с;
- температуры пара в выходных патрубках турбины до 110 °С;
- осевого смещения ротора до ±0,8 мм;

при снижении

- давления масла в системе смазки до 25 кПа;
- уровня масла в главном масляном баке до нижнего предела,

а также

- по сигналам защиты других систем, формируемых в АСУ ТП (защиты генератора, неисправность электронной части системы регулирования, недопустимое повышение уровня во вторичных сепараторах);
- при нажатии на кнопку ручного выключателя *21*, установленного на турбине;
- при подаче со щита управления команды дистанционного отключения.

Турбина аварийно останавливается со срывом вакуума закрытием быстрозапорных захлопок и открытием клапанов подрыва вакуума при поступлении на электромагнит дистанционного выключателя турбоустановки сигналов от электрических датчиков при повышении:

- давления в конденсаторе до 40 кПа;
- уровня воды в конденсатосборнике конденсатора до верхнего предела.

Сигналы защиты по недопустимым повышении частоты вращения ротора, падении давления масла в системе смазки, повышении уровня в конденсатосборнике смешивающего конденсатора дублируются гидромеханическими элементами защиты:

- механическим автоматом безопасности *12* при увеличении частоты вращения ротора до 3330—3360 мин$^{-1}$;
- гидравлическим реле давления в системе смазки *19* при снижении давления в системе смазки подшипников турбины и генератора до 20—25 кПа;
- блок-реле уровня в конденсатосборнике *18* при предельном повышении уровня.

При срабатывании системы защиты одновременно с закрытием быстрозапорных захлопок закрываются и регулирующие заслонки благодаря воздействию давления в линии защиты на отсечные золотники.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что представляет собой нижний контроллерный уровень АСУ ТП Мутновской ГеоЭС и какие функции на нем выполняются?
2. Какие задачи решаются на верхнем информационно-вычислительном и управляющем уровне АСУ ПТ этой электростанции?
3. Какова иерархическая структура программно-алгоритмического обеспечения АСУ ТП?
4. Что входит в состав электронной управляющей части ЭГСР паровой турбины К-25-0,6 Гео?
5. Какие контуры (регуляторы) входят в состав электронного регулятора турбины?
6. На каких режимах работы турбины регулирующие заслонки управляются регулятором частоты вращения и когда управление передается регулятору мощности?

7. В какой ситуации управление регулирующими заслонками перехватывается регулятором предельного давления?
8. Почему каждая регулирующая заслонка приводится двумя гидравлическими сервомоторами двустороннего действия управляемыми одним отсечным золотником?
9. Как выполнена обратная связь блока сервомоторов с отсечным золотником?
10. Почему при пуске турбины, синхронизации генератора и работе с малой мощностью пар в турбину подводится через одну заслонку при закрытой второй?
11. Зачем между отсечным золотником и штоком ЭГП» установлен блокирующий золотник?
12. Почему защита турбины выполнена двухконтурной?
13. Какие сигналы вызывают срабатывание системы защиты собственно турбины?
14. Почему в качестве исполнительных органов защиты конденсационной установки выбраны клапаны подрыва вакуума?
15. По каким сигналам турбина останавливается аварийно со срывом вакуума?
16. Какие электрические сигналы системы защиты дублируются сигналами ее гидромеханических элементов?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автоматизация** крупных тепловых электростанций / Л.С. Бравин, В.Н. Охотин, Д.И. Рабкина и др.; под ред. М.П. Шальмана. М.: Энергия, 1974.
2. **Автоматизированная** система управления турбины К-800-240-5 / А.Ш. Лейзерович, А.Д. Меламед, В.А. Панфилов и др. // Электрические станции. 1984. № 6. С. 31—35.
3. **Баркан Я.Д.** Автоматизация энергосистем / Я.Д. Баркан, Л.А. Орехов. М.: Высшая школа, 1981.
4. **Модернизация** АСУ ТП энергоблоков 800 МВт Березовской ГРЭС-1 / В.В. Белый, Ю.А. Киселев, В.А. Савостьянов и др. // Электрические станции. 2004. № 1. С. 49—59.
5. **Бененсон Е.И.** Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. **Бесекерский В.А.** Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. М.: Наука, 1972.
7. **Биленко В.А.** Функциональные возможности современных АСУ ТП ТЭС и новый уровень автоматизации / В.А. Биленко // Электрические станции. 2004. № 1. С. 13—18.
8. **Бодров А.И.** Развитие систем регулирования паровых турбин ЛМЗ / А.И. Бодров, М.Л. Волчегорский, Г.А. Ильке, С.Ю. Помелов // Электрические станции. 2005. № 10. С. 29—35.
9. **Булкин А.Е.** Построение переходных процессов в системах регулирования турбин графоаналитическим методом Д.А. Башкирова / А.Е. Булкин, В.И. Панов. М.: Издательство МЭИ, 1980.
10. **Булкин А.Е.** Системы регулирования и защиты конденсационных паровых турбин / А.Е. Булкин, В.И. Панов. М.: Издательство МЭИ, 1985.
11. **Булкин А.Е.** Системы регулирования и защиты теплофикационных паровых турбин / А.Е. Булкин, В.И. Панов. М.: Издательство МЭИ, 1986.
12. **Веллер В.Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин / В.Н. Веллер. М.: Энергия, 1977.
13. **Воронов А.А.** Основы теории автоматического управления / А.А. Воронов. М.: Энергия, 1980. Ч. 1; Энергоиздат, 1981. Ч. 2.
14. **Главные** контуры регулирования АЭС «Ловииза» в Финляндии / П. Салминен, П. Хаапанен, М. Винтер и др. // Теплоэнергетика. 1976. № 8. С. 7—14.
15. **Дэбни Дж.** Simulink 4. Секреты мастерства / Дж. Дэбни, Т. Хартман; пер. с англ. М.Л. Симонова. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2003.
16. **Дементьев Б.А.** Кинетика и регулирование ядерных реакторов / Б.А. Дементьев. М.: Энергоатомиздат, 1986.
17. **Деч Г.** Руководство к практическому применению преобразования Лапласа / Г. Деч : пер. с нем. М.: Наука, 1965.
18. **Зарянкин А.Е.** Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин / А.Е. Зарянкин, Б.П. Симонов. М.: Издательство МЭИ, 2005.
19. **Иванов В.А.** Регулирование энергоблоков / В.А. Иванов. Л.: Машиностроение, 1982.
20. **Идзон О.М.** АСУ ТП Мутновской геотермальной электростанции / О.М. Идзон, В.Г. Иванов, В.В. Ильюшин, А.И. Никольский // Электрические станции. 2004. № 1. С. 41—49.
21. **Казанский В.Н.** Системы смазывания паровых турбин / В.Н. Казанский. М.: Энергоатомиздат, 1986.
22. **Калашников А.А.** Динамика регулирования турбин / А.А. Калашников. М.: Энергоатомиздат, 1999.
23. **Кириллов И.И.** Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок: учеб. для вузов / И.И. Кириллов. Л.: Машиностроение, 1988.
24. **Кириллов И.И.** Паровые турбины и паротурбинные установки / И.И. Кириллов, В.А. Иванов, А.И. Кириллов. Л.: Машиностроение, 1978.
25. **Кирьянов Д.В.** MathCAD 12 / Д.В. Кирьянов. СПб.: БХВ-Петербург, 2005.
26. **Морозовский В.Т.** Многосвязные системы автоматического регулирования / В.Т. Морозовский. М.: Энергия, 1970.

27. **Опыт** освоения электрогидравлической системы регулирования турбины К-800-240-5 / М.С. Фрагин, С.Ю. Помелов, В.С. Мельников и др. // Теплоэнергетика. 1986. № 8. С. 12—14.
28. **Осипенко В.Д.** Система ХТЗ регулирования турбин большой мощности для АЭС / В.Д. Осипенко, В.Е. Рожанский, В.Ю. Рохленко // Теплоэнергетика. 1985. № 7. С. 17—20.
29. **Паровые** и газовые турбины для электростанций: учеб. для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А.Г. Костюка. М.: Издательский дом МЭИ, 2008.
30. **Паровые** турбины малой мощности КТЗ / В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. М.: Энергоатомиздат, 1987.
31. **Паровые** турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / В.И. Волчков, С.А.-Г. Вольфовский, И.А. Ковалев и др.; под ред. А.П. Огурцова, В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
32. **Паротурбинные** установки для атомных электростанций / под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
33. **Плетнев Г.П.** Автоматизированные системы управления объектами тепловых электростанций / Г.П. Плетнев. М.: Издательство МЭИ, 1995.
34. **Попов Е.П.** Теория линейных систем автоматического регулирования и управления: учеб. пособие для вузов / Е.П. Попов. М.: Наука, 1988.
35. **Попов Е.П.** Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления: учеб. пособие для вузов / Е.П. Попов. М.: Наука, 1988.
36. **Попов Е.П.** Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, И.П. Пальтов. М.: Физматгиз, 1960.
37. **Развитие** электрогидравлических систем регулирования паровых турбин ЛМЗ на основе применения микропроцессорной техники / В.В. Малев, М.С. Фрагин, В.С. Мельников и др. // Теплоэнергетика. 1985. № 7. С. 12—16.
38. **Ротач В.Я.** Теория автоматического управления: учеб. для вузов / В.Я. Ротач. М.: Издательство МЭИ, 2004.
39. **Рохленко В.Ю.** Системы регулирования турбин ХТЗ / В.Ю. Рохленко, А.И. Клурфельд. М.: Энергоатомиздат, 1988.
40. **Рыжков В.К.** Повышение надежности и качества систем регулирования мощных паровых турбин ЛМЗ / В.К. Рыжков, В.А. Пахомов, М.С. Фрагин // Теплоэнергетика. 1981. № 1. С. 9—16.
41. **Система** автоматического регулирования частоты и мощности блочных ТЭС с прямоточными котлами / Н.И. Давыдов, А.Д. Меламед, М.Д. Трахтенберг, Л.П. Фотин // Теплоэнергетика. 1979. № 8. С. 2—6.
42. **Системы** регулирования конденсационных паровых турбин большой мощности ЛМЗ / М.С. Фрагин, А.А. Щетинин, М.Л. Волчегорский и др. // Теплоэнергетика. 1972. № 11. С. 19—25.
43. **Солодовников В.В.** Частотный метод построения переходных процессов: справочное пособие / В.В. Солодовников, Ю.И. Топчеев, Г.В. Крутикова. М.: Гостехиздат, 1955.
44. **Стернинсон Л.Д.** Переходные процессы при регулировании частоты и мощности в энергосистемах / Л.Д. Стернинсон. М.: Энергия, 1975.
45. **Теория** автоматического управления: учеб. для вузов: в 2 ч. Ч. I : Теория линейных систем автоматического управления / Н.А. Бабаков, А.А. Воронов, А.А. Воронова и др.; под ред. А.А. Воронова. М.: Высшая школа, 1986.
46. **Теория** автоматического управления: учеб. для вузов: в 2 ч. Ч. II: Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / А.А. Воронов, Д.П. Ким, В.М. Лохин и др.; под ред. А.А. Воронова. М.: Высшая школа, 1986.
47. **Теория** автоматического управления: учебник для вузов / Л.С. Гольдфарб, А.В. Балтрушевич, А.В. Нетушил и др.: под ред. А.В. Нетушила. М.: Высшая школа, 1976.
48. **Трояновский Б.М.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций: учеб. пособие для вузов / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. М.: Энергоатомиздат, 1985.

49. **Трухний А.Д.** Паротурбинная установка энергоблоков Балаковской АЭС: учеб. пособие: в 2 ч. / А.Д. Трухний, А.Е. Булкин. Ч. I: Паровая турбина и турбопитательный агрегат. М.: Издательство МЭИ, 2004.
50. **Черных И.В.** SIMULINK: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных; под общ. ред. В.Г. Потемкина. М.: Диалог-МИФИ, 2003.
51. **Чхартишвили Г.С.** Инструментальное средство автоматизации моделирования и проектирования динамических систем / Г.С. Чхартишвили, С.А. Афоненков, О.И. Артюхов. М.: Издательство МЭИ, 1997.
52. **Шальман М.Н.** Контроль и управление на атомных электростанциях / М.Н. Шальман, В.И. Плютинский. М.: Энергия, 1979.
53. **Щегляев А.В.** Регулирование паровых турбин: учеб. пособие для вузов / А.В. Щегляев, С.Г. Смельницкий. М.: Госэнергоиздат, 1962.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Учебное электронное издание

Булкин Анатолий Ефремович

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Учебное пособие для вузов

Редактор *Н.Н. Сошникова*
Корректоры *Е.П. Севостьянова, В.В. Сомова*
Компьютерная верстка *В.В. Пак*
Подготовка электронного издания *Д.О. Лазарев*

АО "Издательский дом МЭИ", 111250, Москва, Красноказарменная ул., 14А
тел/факс: (495) 640-83-27, адрес в Интернете: http://www.idmei.ru,
электронная почта: info@idmei.ru